5 Fahrkomfort

5.1 Grundlagen, Mensch und NVH

Der Fahrkomfort lässt sich umschreiben als das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt. In erster Linie sind es die Schwingungen in der Fahrgastzelle, die das Wohlbefinden beeinträchtigen, sei es als Vibrationen, Geräusche oder beides zusammen. Da die Schwingungsquellen wie Fahrbahn, Fahrwerk, Antriebsstrang sich außerhalb der Fahrgastzelle befinden, kann deren Weiterleitung und Eindringen in die Fahrgastzelle mit Einsatz geeigneter Bauelemente verhindert werden.

5.1.1 Begriffe und Definitionen

Aus der Perspektive der Fahrwerktechnik umfasst der Fahrkomfort im Allgemeinen alle auf die Insassen einwirkenden Schwingungsphänomene. Aus dem Englischen hat sich für diesen Bereich der fahrzeugspezifischen Schwingungstechnik auch die Kurzform NVH verbreitet. Die Abkürzung steht für *Noise, Vibration and Harshness* und umfasst akustische und mechanische Schwingungen und ihre subjektiven Wahrnehmungen durch den Menschen.
In **Bild 5-1** ist die Zuordnung der Frequenzbereiche zu den drei Begriffen Vibration, Rauigkeit (Abrollkomfort) und Geräusche dargestellt [1].

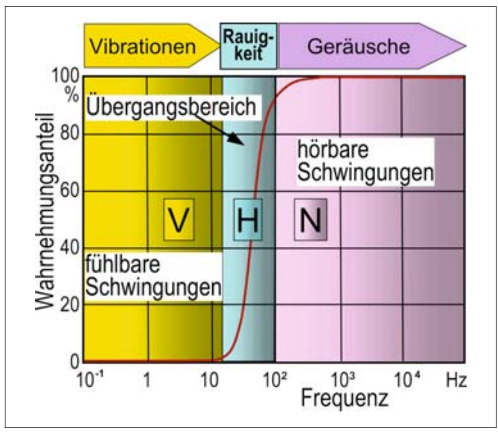


Bild 5-1: Zusammenhang der Schwingungsfrequenz zur Wahrnehmung als Vibration, Rauigkeit und Geräusch [1]

Neben der messtechnischen Erfassung und Analyse der verschiedenen Schwingungseinflüsse, werden die Einwirkungen auf die Fahrzeuginsassen subjektiv beurteilt. Gängige Begriffe und Umschreibungen der komfortrelevanten NVH-Einflüsse werden dominierenden Frequenzbereichen zugeordnet, für die aber keine klare Trennung möglich ist, da in der Regel frequenzgemischte Signale auftreten und der Mensch gleichzeitig einwirkende Geräusche und Vibrationen sehr unterschiedlich fühlt und bewertet. Der Begriff der Rauigkeit (*Harshness*) beschreibt typischerweise hör- und fühlbar wahrgenommene Schwingungen, die in einem Frequenzbereich von 20 bis 100 Hz auftreten (**Bild 5-1**).
Antriebsgeräusche werden hier nur in dem interessierenden Bereich der Fahrwerksakustik betrachtet, die als primäre Körperschallübertragung einen wichtigen Anteil am NVH-Komfortverhalten des Gesamtfahrzeugs haben.
Im Fahrwerk spielen Gummi-Metall-Komponenten als elastokinematische Verbindungselemente eine wichtige Rolle bei der Übertragung von Einwirkungen, die dem Bereich NVH zugeordnet werden können. Die elastomeren Fahrwerkslager beeinflussen nicht nur die dynamischen Übertragungseigenschaften aller Fahrwerkskomponenten, sondern werden auch als vibroakustische Abstimmglieder für die psychoakustischen und fahrdynamischen Spezifikationen der Fahrzeughersteller genutzt, um die Entwicklungsziele wie z.B. eine unverwechselbare Soundcharakteristik des Antriebs, eine hohe Fahrsicherheit sowie Sportlichkeit und Agilität zu erreichen.
Die quasistatischen und dynamischen Übertragungseigenschaften der Fahrwerkslager werden im wesentlichen durch die Materialeigenschaften und die Bauteilgeometrie festgelegt. Die Materialparameter der elastomeren Werkstoffe zeigen eine signifikante Abhängigkeit von der Art der Anregung, dem Einfluss durch die Umgebung (Temperatur, Vorspannung, chemische Reaktionen mit Umgebungsmedien) und der Belastungshistorie (Alterung, Setzung, Vordeformation, Überlastung und Missbrauch).
Die Elastomerwerkstoffe werden heute entsprechend den technischen Anforderungen für die jeweiligen Einbaupositionen der Fahrwerkslager entwickelt und produziert. Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen besitzen Elastomerwerkstoffe hyperelastische und inhärente Dämpfungseigenschaften, die für die Schwingungs- und Geräuschisolation konstruktiv verwendet werden.
Dennoch reicht das Dämpfungsvermögen der Gummiwerkstoffe nicht bei jeder Schwingungsisolation im Fahrwerk. Dies führte zur Entwicklung hydraulisch dämpfender Elastomerlager (Hydrolager), die neben der Werkstoffdämpfung durch Massenträgheit und Reibung einer angekoppelten Fluidbewegung zusätzliche Dissipation im Übertragungspfad (*noise path*) erzeugen.

Tabelle 5-1: Einflüsse auf den Fahrkomfort [2]

Schwingungsphänomen	F (Hz)		Anregung		
	von	bis	Fahrbahn	Unwucht	Motor
Aufbauschwingung	0,5	5	++		
Freeway-Hop	2	5	++		
Längsruckeln	4	10			++
Stuckern, Shake	7	15	++	+	
Achsschwingungen	10	15	++	+	
Lastwechselschlag	8	20			++
Lenkunruhe	10	20		++	
Prellen	7	25			
Bremsrubbeln	15	25		++	
Zittern, Schütteln	15	40			++
Dröhnen	30	70	++	+	++
Achsrauigkeit	30	80	++		
Abrollen	30	300	++		
Antriebsgeräusche	70	1000			++

Das Übertragungsverhalten der Fahrwerkslager wird durch die Messung der statischen Federraten und der dynamischen Steifigkeiten als Funktion der Anregungsamplitude und -frequenz in den sechs Schwingungsfreiheitsgraden (drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade) analysiert und mit den Komfortkriterien des Gesamtfahrzeugs verglichen (subjektive Fahrzeugbeurteilung hinsichtlich eines Rating Systems).
Durch die stochastischen Anregungsprofile und die partiell großen Bauteilverformungen im Zusammenwirken mit den komplexen Werkstoffeigenschaften führen die NVH-Ereignisse im Fahrwerk in der Regel zu nichtlinearen Simulationsmodellen für die Vorauslegung der Fahrwerkslager.

5.1.2 Schwingungs- und Geräuschquellen

Eine hauptsächliche Ursache für die Entstehung von Schwingungen im Fahrwerk ist der Kontakt der Reifen zur Fahrbahn. Beim Überfahren von Straßenunebenheiten folgt das Rad der Topographie in Abhängigkeit von den eigenen Parametern wie Reifenhalbmesser, ungefederte Massen und Verformungsverhalten. Fahrbahnen mit verkehrsüblichen Streckenführungen (Autobahnen, Stadt- und Landstraßen) werden durch die standardisierte Messung der spektralen Amplitudendichte (*Power Spectral Density*) über der Wellenlänge klassifiziert. Für die Beeinträchtigung des Fahrkomforts und für die Auslegung der Bauteilfestigkeiten sind in dem niederfrequenten Frequenzbereich bis 50 Hz Fahrbahnwellenlängen von 150 mm bis 90 m relevant, wenn die Fahrgeschwindigkeiten bis zu 200 km/h erreichen.
Diese statistische Beschreibung des Anregungszustandes erfasst aber nicht die regellosen Hindernisse wie einerseits Schlaglöcher in Reifengröße und andererseits scharfkantige Hindernisse mit einer nur 5 mm hohen Stufe oder Vertiefung wie bei Stoßfugen. Gerade diese Störungen führen zu Anregungen der Fahrwerksstruktur, durch die mechanische Schwingungen und Körperschall auf unterschiedlichen Pfaden in den Innenraum weitergeleitet und dort als Vibration im Sitz, Lenkrad oder Karosserieboden gefühlt werden.
Das Rollgeräusch entsteht an der Kontaktfläche des Reifens zur Fahrbahnoberfläche. Die komplexe Struktur des Reifens schwingt mit einer Vielzahl von Eigenformen bei unterschiedlichen Frequenzen. Die Körperschallschwingungen werden über die Felge, die Radaufhängung und den eventuell vorhandenen Hilfsrahmen in die Karosserie übertragen und schließlich an den Oberflächen des Innenraums als Luftschall abgestrahlt.
Gleichzeitig werden die Reifenschwingungen an seiner Oberfläche als Luftschall an die Umgebung abgestrahlt, der wiederum Karosserie- und Fensterteile zu Schwingungen anregen kann, die nach erneuter Abstrahlung vom Insassen als Geräusch wahrgenommen werden.
Eine weitere dominante Quelle für Schwingungen und Geräusche, die den Fahrkomfort beeinflussen, ist

der Antriebsstrang des Fahrzeugs, dessen Aggregate wie Motor, Getriebe und Abgasanlage über Elastomerlager mit dem Aufbau oder der Fahrwerksstruktur verbunden sind. Die elastische Aggregatelagerung trägt nicht nur die anteiligen Gewichte, sondern unterdrückt durch Werkstoff- oder hydraulische Dämpfung störende Schwingungen (z.B. Motorstuckern) und entkoppelt Körperschall vom Innenraum.
Die Gas- und Massenkräfte, die bei der Verbrennung im Motor entstehen, prägen die Anregungsspektren, die in Abhängigkeit von der Motorordnung und der Resonanzfähigkeit der schwingungsfähigen Strukturen des Fahrwerks und der Karosserie zu Komforteinbußen führen. Aber auch Reib- und Kontaktvorgänge im Getriebe, in Wälzlagern und Kupplungen sind Quellen für die Schwingungs- und Geräuschentstehung.
Mit dem NVH-Komfort eng verbunden sind die Anforderungen an die marken- und modellspezifische Fahrzeugakustik, die durch ein Sounddesign gezielt moduliert wird. Obwohl im ersten Schritt der Gesamtpegel reduziert und Störanteile herausgefiltert werden, kann dies bedeuten, einzelne Geräuschanteile bewusst anzuheben, um einen unverwechselbaren Klang des Antriebs zu erzeugen. Auch die Übertragungscharakteristika der Fahrwerkslager werden für diese Optimierungen entsprechend abgestimmt, da der Körperschall durch ihre Spektralfilterfunktion wirkungsvoll modifiziert werden kann.
Eine weitere Quelle für Schwingung und Geräusche ist die Fahrwerksstruktur selbst. Elastisch verbundene, gelenkige und massebehaftete Komponenten der Radaufhängung, der Achse und der Lenkung, in denen im Betrieb Reibungs- und Kontaktereignisse vorkommen, erzeugen eine Vielzahl von gekoppelten Schwingungsformen und Eigengeräuschen. Der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn und der Antrieb als Störquellen regen die gewichtsoptimierten Fahrwerksstrukturen in den Resonanzbereichen an, so dass die Intensität der übertragenen Schwingungen vermindert (Tilger) oder verstärkt (Resonator) wird.

5.1.3 Wahrnehmungsgrenzen des Menschen

Über die Wahrnehmungsempfindlichkeit des menschlichen Körpers gibt es mehrere wissenschaftliche Untersuchungen. Alle zeigen, dass es keinen absoluten Standard gibt, der durch physikalische, messbare Parameter wie zum Beispiel Wegamplituden oder Beschleunigungen bei einer gegebenen Frequenz ausgedrückt werden könnte [3].
Dennoch gibt es genügend Testdaten aus verschiedenen Studien, die statistisch ausgewertet Wahrnehmungsbereiche abgrenzen, in denen die Schwingungs- und Geräuschbelastung von Testpersonen als schmerzhaft, sehr unangenehm, spürbar oder nicht mehr wahrnehmbar beurteilt wird (**Bild 5-2**). Im Vordergrund standen bei diesen Studien mehr die medizinischen Aspekte der Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper als die Komfortkriterien sitzender Menschen in Kraftfahrzeugen [4].
Bei der akustischen Wahrnehmung sind die Grenzen noch sehr viel weiter gesteckt. Der Schalldruck bei der menschlichen Schmerzgrenze ist 10^6 bis 10^7 mal größer als bei der Hörgrenze (**Bild 5-3**).

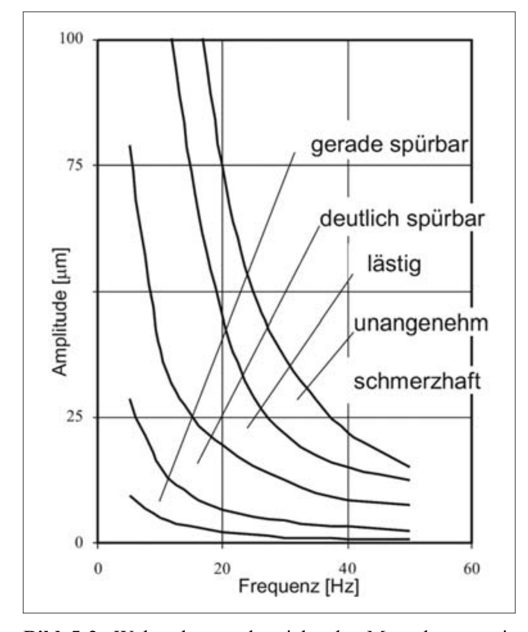


Bild 5-2: Wahrnehmungsbereiche des Menschen, vertikale Körperbewegung [4, 5]

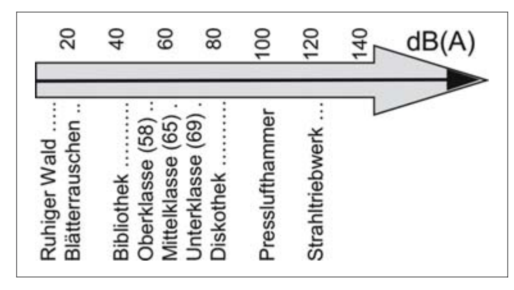


Bild 5-3: Schalldruckwahrnehmung des menschlichen Gehörs

Das menschliche Gehör nimmt nicht alle Frequenzen gleich stark wahr. Es werden Bewertungsfilter verwendet, die die Empfindlichkeit des Gehörs nachbilden. In der Automobilindustrie wird vorwiegend die A-Bewertung verwendet. Dabei werden in einer breitbandigen Geräuschanregung die Anteile unter 1000 Hz abgeschwächt. Dröhn- und Brummgeräusche werden nicht so stark wahrgenommen wie Pfeif-

oder Zischgeräusche. Für die Differenzierung der verschiedenen Fahrzeugklassen werden auch die Anforderungen an die maximal zulässigen Geräuschpegel im Innenraum sehr genau spezifiziert. Darüber hinaus wird die psychoakustische Wahrnehmung der Fahrzeuginsassen durch weitere Parameter wie Lautheit, Schärfe, Rauigkeit, Tonhaltigkeit und Klangbild beschrieben.

Studien haben ergeben, dass die subjektive Beurteilung von fühlbaren Schwingungen mit kleinen Amplituden in der Gegenwart von hohem Innengeräusch zu schlechteren Ergebnissen führt. Aber Vibrationen mit großen Amplituden erhalten bessere Beurteilungen, wenn hohe Geräuschpegel gleichzeitig einwirken. Der Fahrkomfort wird im Allgemeinen auch höherwertig eingestuft, wenn das Innengeräusch geringere Intensität besitzt und im unteren Frequenzbereich dominiert [6].

Auch das Altern des Menschen spielt bei der Beurteilung komfortrelevanter Einflussgrößen eine nicht zu vernachlässigende Rolle. Zwischen dem 25. und 50. Lebensjahr verliert der Mensch ca. 30 bis 40 dB Hörempfindlichkeit im Bereich größer 3 kHz. Für die Abstimmung des Fahrkomforts sollten demnach das Alter der NVH-Ingenieure und der Zielgruppen berücksichtigt werden.

In weiteren Untersuchungen wurde der Einfluss der Phasendifferenz zwischen unterschiedlichen, aber gleichzeitigen Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper nachgewiesen. Wird der Sitz und Boden einer sitzenden Person vertikal mit 4 Hz beschleunigt und besteht eine Phasendifferenz von bis zu 180° zwischen beiden Anregungen, wird der Komfort schlechter beurteilt als bei synchroner Schwingungseinleitung. Der Effekt verschwindet wieder bei Beschleunigungen über etwa 0,6 m/s² [2].

5.1.4 Das Wohlbefinden des Menschen

Eine Übersicht über die biologischen und psychischen Effekte, die zu erwarten sind, wenn der menschliche Körper Schwingungen verschiedener Frequenzen und Amplituden ausgesetzt wird, ist in **Bild 5-4** zusammengestellt [5] (s. Abschnitt 2.4.8).

Das Wohlbefinden des Menschen, das sich bedingt durch die Gesundheit, die Stimmung und die aktuelle Situation schnell und grundlegend ändern kann, eignet sich kaum als Beurteilungsskala, um den Fahrkomfort für ein ganzes Fahrzeugleben abzustimmen. Da bisher objektive Messgrößen nur eine unzureichende Bewertung über angenehme oder unangenehme Schwingungen oder Geräusche zulassen, wird das zielgruppenorientierte akustische und fühlbare Schwingungsprofil durch eine Vielzahl von subjektiven Beurteilungen erarbeitet.

Befindlichkeiten — Infra- / hörbarer / Ultraschall — 0,1 / 10 / 10k / f [Hz]

Schall: Empfindungen, die nicht über die Gehörnerven gehen; Schwindelgefühl; Verständigungsschwierigkeiten; Gehörschäden

Schwingungen: Tastempfindungen; Schwindel und Unsicherheit; Seekrankheit; Körper-Resonanzen; Atemnot, Leibschmerzen; Sehstörungen; Hitzegefühl und Zellschäden

Bild 5-4: Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper

Für das Fahrwerk eines leistungsstarken Sportwagens ist es beispielsweise wichtig, dass Fahrbahnunebenheiten gezielt an den Fahrer übertragen werden, um eine gute Rückmeldung über Fahrbahnbeschaffenheit und Fahrzustand zuzulassen. Eine moderate Schwingungsübertragung wird hier als spürbar angenehm empfunden, erhöht das Gefühl der Sicherheit und trägt zum Fahrspaß bei.

Da das psychische Wohlbefinden des fahrenden Menschen nur begrenzt einschätzbar ist, sollte der medizinische Aspekt der körperlichen Beeinträchtigung in die Komfortuntersuchungen einbezogen werden, um insbesondere Langzeitwirkungen besser vorhersehen zu können. Einzelne Organe und Körperteile besitzen im nachgiebigen Gewebe eine Beweglichkeit, die bei entsprechender Anregung zu Resonanzerscheinungen führen kann.

Andauernde Belastungszustände können die Körperpartien in Mitleidenschaft ziehen und führen in letzter Konsequenz zu Unwohlsein oder sogar Krankheit. Umfangreiche Untersuchungen über die Schwingungsfähigkeit der menschlichen Körperteile zeigen, dass der Mensch über einen großen Frequenzbereich zu Eigenschwingungen seiner Körperpartien fähig ist (**Tabelle 5-2**) [5].

Tabelle 5-2: Eigenfrequenzen der Körperpartien

KÖRPERTEILE	Kopf (axial)	Schulterpartie	Brustkorb	Wirbelsäule	Bauch	Unterarm	Handgriff	Beine
Hz	ca. 25	4-5	ca. 60	10-12	4-8	16-30	50-200	ca. 2

Einzigartig in der Fachkompetenz, umfassend in der Themenauswahl



Braess, Hans-Hermann /
Seiffert, Ulrich (Hrsg.)

Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik

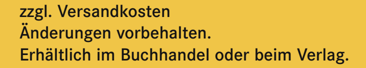
4. vollst. bearb. u. erw. Aufl.
2005. XXXVI, 847 S. Geb.
€ 89,00 ISBN 3-528-33114-3

DAS BUCH

Fahrzeugingenieure in Praxis und Ausbildung benötigen den raschen und sicheren Zugriff auf Grundlagen und Details der Fahrzeugtechnik. Dies stellt das Handbuch komprimiert aber vollständig bereit. Die Autoren sind bedeutende Fachleute der deutschen Automobil- und Zuliefererindustrie, sie stellen sicher, dass Theorie und Praxis vernetzt vermittelt werden. Diese 4. Auflage geht über die schon in der 3. Auflage erfolgten Aktualisierungen und Erweiterungen, z.B. hinsichtlich Unfallforschung, Software und Wettbewerbsfahrzeuge, noch hinaus. Dies zeigt sich besonders in den Themen Elektrik, Elektronik und Software, die dem aktuellen Stand und den Entwicklungstendenzen entsprechend neu strukturiert und in wesentlichen Teilen neu bearbeitet wurden.

DIE HERAUSGEBER

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Hans-Hermann Braess ist ehemaliger Forschungsleiter von BMW und Honorarprofessor an der TU München, TU Dresden und HTW Dresden.
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Seiffert ist ehemaliger Forschungs- und Entwicklungsvorstand der Volkswagen AG, geschäftsführender Gesellschafter der WiTech Engineering GmbH, Honorarprofessor und Sprecher des Zentrums für Verkehr der Technischen Universität Braunschweig und Mitglied des wissenschaftlichen Beirates der MTZ.


zzgl. Versandkosten
Änderungen vorbehalten.
Erhältlich im Buchhandel oder beim Verlag.



Abraham-Lincoln-Straße 46
D-65189 Wiesbaden
Fax 0611.7878-420
www.vieweg.de

Die auf den menschlichen Körper einwirkenden Schwingungen werden bei sitzenden Menschen über Gesäß und Oberschenkel in die oberhalb des Sitzes befindlichen Körperteile, über den Fahrzeugboden in die Füße und Unterschenkel und über das Lenkrad oder über die Armlehne in Hände und Arme geleitet. Dabei sind im Allgemeinen die eingeleiteten Bewegungen verschieden groß. Es treten neben diesen translatorischen Bewegungen in vertikaler Richtung noch die wesentlichen Nick- und Wankwinkel um die Mittelachse des Oberkörpers auf [2].
Bei der NVH-Abstimmung sind diese Eigenschwingungen und -frequenzen im Einzelnen zu berücksichtigen, um ein späteres Unwohlwerden der Insassen auf allen Sitzplätzen auszuschließen.

5.1.5 Maßnahmen gegen Schwingungen und Geräusche

Die Auslegung des Fahrkomforts erfolgt auf der Basis der im Lastenheft eines Fahrzeugs definierten Marktpositionierung mit den möglichen Ausprägungen wie „sportlich agil“, „komfortorientiert“ oder „geschmeidig kompakt“. Mit der Positionierung des Fahrzeugs wird auch festgelegt, in welchem Umfang Schwingungsbelastungen auf die Fahrzeuginsassen zugelassen werden, um eine fühlbare Rückmeldung über den Fahrbahnkontakt an den Fahrer zu erreichen.
Der Fahrkomfort wird durch das Zusammenspiel aller Radführungs-, Federungs- und Dämpfungselemente und der Karosserie mit Anbauteilen bestimmt. Im Hinblick auf die fahrdynamischen Anforderungen entsteht häufig ein Zielkonflikt mit den NVH-Komfortansprüchen, der nur durch eine simultane Erprobung und Beurteilung aller Kriterien in einen akzeptablen Kompromiss aufgelöst werden kann.
Um Maßnahmen zur NVH-Abstimmung ergreifen zu können, müssen alle Komponenten der Fahrzeugteilsysteme auf dem Übertragungsweg betrachtet und gegebenenfalls modifiziert werden. Diese sind:

- Reifen,
- Federung, Stabilisierung, Zusatzfedern,
- Schwingungs- und Stoßdämpfer,
- elektronische Fahrwerksregelsysteme,
- Reibung der Radaufhängung,
- elastische Fahrwerkslager,
- Aggregatelager,
- lokale/globale Karosseriesteifigkeiten,
- Schalldämmungsauskleidung,
- Sitzfederung und -dämpfung.

Im Fahrwerk werden vorzugsweise die elastischen Fahrwerkslager zur NVH-Feinabstimmung genutzt, weil dadurch in nur begrenzt vorhandenen Bauräumen eine gezielte Steifigkeits- und Dämpfungsvariation mit vertretbarem Änderungsaufwand möglich ist. Durch die hyperelastischen Eigenschaften des Werkstoffs Gummi werden im Vergleich zu metallischen Werkstoffen große Verformungsenergiedichten erreicht.
Federkennlinien mit linearem Anteil, weichem Übergang in die Anschlagprogression und definierten Maximalverformungen an der jeweiligen Einbauposition lassen eine große Abstimmungsbandbreite zu. Die Federkennlinien und -steifigkeiten in den radialen, axialen und Drehrichtungen können weitgehend unabhängig voneinander eingestellt werden, um z.B. die Nebenfederraten von Achslenkerlagern zu minimieren (Verringerung der Hystereseverluste) und dennoch hohe Radialsteifigkeiten für die Fahrdynamik zur Verfügung zu stellen.
Durch konstruktive Anordnung der Gummifederpakete wird eine Reihen- oder Parallelschaltung erzeugt, um die Kraftübertragung auch über unterschiedliche Wege zu realisieren. Die Federpakete können unabhängig voneinander ausgelegt werden, um eventuell Körperschall durch eine hochelastische Feder mit geringer dynamischer Verhärtung zu dämmen und mechanische Stoß- und Schwingungseinwirkungen durch eine harte Feder mit hoher Dämpfung (auch hydraulische Dämpfung) von der Karosserie zu entkoppeln.
Treten lokal Strukturschwingungen in einem schmalen Frequenzbereich auf, die den Fahrkomfort beeinträchtigen, kann gezielt mit einer elastisch aufgehängten Masse die Störung getilgt werden. Elastomertilger werden im Antriebsstrang als Drehschwingungstilger, in der Karosserie und im Fahrwerk als Translationstilger in zahlreichen Einbaupositionen verwendet.
Um den steigenden Anforderungen an den Fahrkomfort Rechnung zu tragen, werden Elastomerlager mit erweiterter Funktionalität entwickelt. Zur angekoppelten Funktion hydraulische Dämpfung kommen auch geschaltete Motorlager und aktive Lagersysteme in Betracht. Bei adaptiven oder geschalteten Lagern wird zwischen zwei Übertragungscharakteristika in Abhängigkeit von einem lagerexternen Steuersignal hin- und hergeschaltet. (z.B. hydraulisch dämpfendes Motorlager mit Leerlaufentkopplung). Bei aktiven Lagern werden durch Einwirken externer Aktuatorkräfte in den Übertragungsweg des Lagers die dynamischen Steifigkeiten über einen großen Frequenz- und Amplitudenbereich beeinflusst.
Für bestimmte Fahrbetriebszustände wie Leerlauf, Ausrollen, Schubbetrieb mit Zylinderabschaltung wird eine weiche, den Körperschall isolierende Übertragungssteifigkeit eingeregelt. In Fahrsituationen, in denen Fahrdynamik, Sicherheit und Sportlichkeit dominieren, werden die Lager durch härtere Übertragungssteifigkeiten und höhere Dämpfung direkter an die Anschlusselemente angekoppelt.
In den folgenden Kapiteln werden die unterschiedlichen Bauformern und Anwendungsbereiche der elastomeren Fahrwerkslager erläutert und die Auslegung hinsichtlich der Anforderungen an den Fahrkomfort vertieft.

5.2 Gummiverbundteile

Gummiverbundteile sind Bauteile an denen ein Gummiwerkstoff mit einem Metall- oder Kunststoffteil durch Vulkanisieren fest verbunden ist. Durch die feste Verbindung werden die Schwingungen vom Metallteil an Gummi übertragen und hier gedämpft bzw. isoliert.

5.2.1 Funktion der Gummiverbundteile

Die wesentlichen Funktionen der Gummiverbundteile mit den gegenseitigen Wechselwirkungen sind im **Bild 5-5** dargestellt.

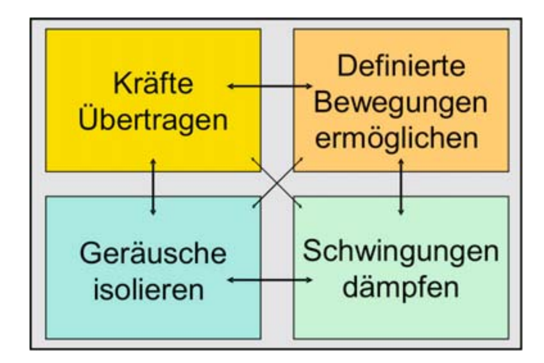


Bild 5-5: Wechselseitige Beziehungen zwischen den Anforderungen an Gummiverbundteilen

5.2.1.1 Kräfte übertragen

Zur Verbesserung des Fahrkomforts, der Fahrsicherheit und der Fahrdynamik werden Gummilager eingesetzt und so ergibt sich zwangsläufig die Anforderung über die Lebensdauer des Fahrzeuges die Kräfte ohne Ausfall zu übertragen.
Neben der mechanischen Überbelastung eines Bauteiles, welche sich durch Risse im Gummitragkörper zeigen, ist der Verlust der Haftung zwischen den Metallteilen und dem Elastomer eine Ausfallursache.
Eine weitere Bauteilschädigung kann durch die Alterung des Elastomers auftreten. Bei nicht mehr ausreichend vorhandenem Alterungsschutz nach langjährigem Einsatz, können an der Bauteiloberfläche Risse auftreten.

5.2.1.2 Definierte Bewegungen ermöglichen

Bewegungen unter Krafteinleitung zu ermöglichen hat mit der Weiterentwicklung der Fahrwerkdynamik einen sehr großen Stellenwert bei der Auslegung von Gummilagern gewonnen. Die Fahrwerkdynamiker fordern für die Bauteile in den unterschiedlichsten Richtungen genau abgestimmte Kennlinien, die erhebliche Anforderungen an die Lagergestaltung stellen. **Bild 5-6** zeigt ein Lager für eine Verbundlenkerachse. Für einen guten Abrollkomfort wird eine relativ weiche Kennlinie in Fahrzeuglängsrichtung F_L gefordert. Gleichfalls soll für ein gutes Ansprechen der Federung die Torsionssteifigkeit gering sein. Für die Erreichung einer hohen Fahrsicherheit ist hingegen eine große Steifigkeit in Fahrzeugquerrichtung gefordert.

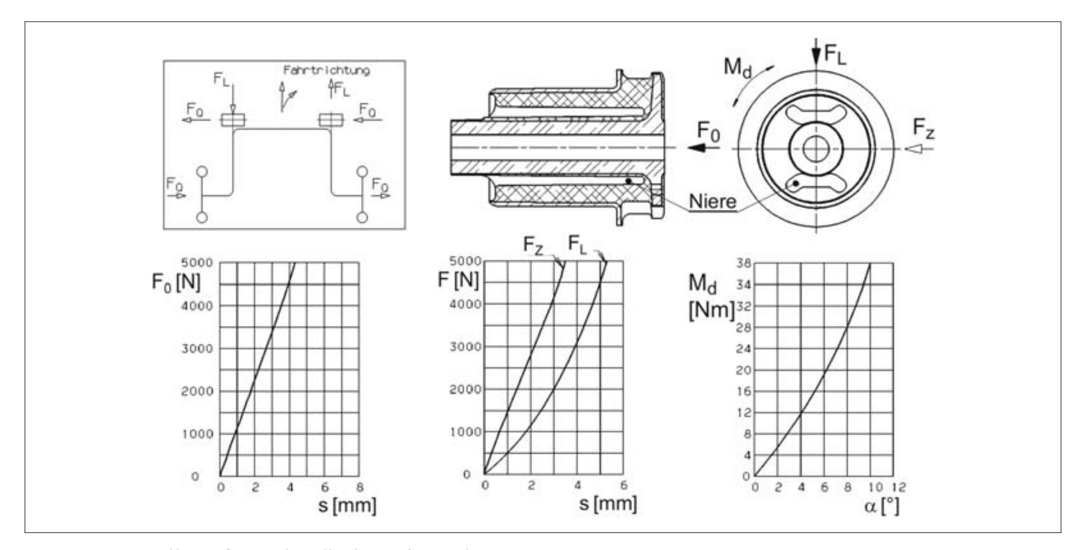


Bild 5-6: Gummilager für Verbundlenker, Hinterachse

In dem dargestellten Beispiel steht die Forderung einer hohen Steifigkeit in Richtung F_Q im direkten Widerspruch zu einem geringen Verdrehmoment. Die Festlegung der Kennlinien für das jeweilige Lagerelement erfolgt in der virtuellen Fahrwerkauslegung und wird dann mit dem technisch machbaren abgeglichen. Häufig bedarf es dabei bezüglich der gegenläufigen Anforderungen Kompromisse. Sind besonders extreme Kennwerte notwendig, kann das sehr aufwendige Lagerausführungen geben und es wird daher eine eingehende Kosten- und Nutzen-Bewertung erforderlich.

5.2.1.3 Geräusche isolieren

Die Betrachtung von Geräuschproblemen hat in den vergangenen Jahren im Kraftfahrzeugbau stark an Bedeutung gewonnen. Durch diese Entwicklung wurde der Geräuschpegel in den Fahrzeugen insgesamt stark abgesenkt, sodass nun u.U. einzelne Geräuschprobleme stärker herausragen. Die Gummilager müssen zum Erreichen dieser Erfolge vielfach den Zielkonflikt aus fahrwerksdynamischen und akustischen Anforderungen lösen.
Grundsätzlich wird bei der Geräuschausbreitung zwischen Luftschall und Körperschall unterschieden, wobei letzterer im Zusammenhang mit Gummi-Metall-Elementen betrachtet wird. Der Definition nach ist Schall eine mechanische Schwingung in einem elastischen Medium. Körperschall ist somit Schall in Festkörpern.
Für eine theoretische Betrachtung der „akustischen Güte“ wird zunehmend der gesamte Geräuschpfad von der Quelle bis zum Fahrerohr berücksichtigt. Bei der akustischen Auslegung eines Gummi-Metall-Elementes muss die umgebende Struktur betrachtet werden, um wirksame Lösungen anbieten zu können. So ist z.B. mit der geläufigen Methode der elastischen Lagerung nur dann eine gute Isolation zu erreichen, wenn die mechanische Impedanz (Quotient von Kraft und Geschwindigkeit) des Gummilagers wesentlich kleiner ist als die aller angeschlossenen Bauelemente. Das heißt, die frequenzabhängigen komplexen mechanischen Impedanzen müssen bekannt sein. Neben der elastischen Lagerung mit und ohne Dämpfung werden zur Körperschalldämmung auch Massen und Kombinationen aus beiden verwendet.
Die hochfrequenten Eigenschaften von Gummi-Metall-Elementen selbst sind zum einen von den Materialeigenschaften der verwendeten Gummimischungen und zum anderen von den Geometrien und den Aufbauten der Gummi-Metall-Elemente abhängig. Zu den Materialeigenschaften zählen die frequenzabhängige Dämpfung und der frequenzabhängige Elastizitätsmodul beziehungsweise Schubmodul, wodurch die Bauteile eine mit der Frequenz steigende Steifigkeit aufzeigen. Für eine gute akustische Isolation ist es ein Entwicklungsziel, eine möglichst geringe dynamische Verhärtung zu erreichen.
Ein weiterer akustisch wirksamer Materialparameter des Gummis ist die im Vergleich zu Metallen sehr niedrige Schallgeschwindigkeit (**Tabelle 5-3**).

Tabelle 5-3: Schallübertragungsgeschwindigkeiten

Werkstoff	Schallgeschwindigkeit
Stahl	5050 m/s
Aluminium	5200 m/s
Gummi hart	ca. 300 m/s
Gummi weich	ca. 50 m/s

Im Zusammenhang mit der Geometrie (großvolumige Bauteile) und dem Aufbau (z.B. Zwischenbleche) können Resonanzeffekte zu frequenzabhängigen Einbrüchen in der Isolierwirkung führen. Ein Gummi-Metall-Element kann in diesen Frequenzbereichen nicht mehr durch eine Steifigkeitsfunktion und eine Dämpfungsfunktion pro Freiheitsgrad beschrieben werden, sondern muss mittels Vierpoltheorie mit einer komplexen Steifigkeitsmatrix betrachtet werden.

5.2.1.4 Schwingungen dämpfen

Für eine gute Schwingungsisolierung wäre bei einer gleich bleibenden bekannten Anregungsfrequenz eine hochelastische Lagerung anzustreben. Gemäß **Bild 5-7** ergibt sich ab einem Verhältnis $>\sqrt{2}$ von Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz eine Isolation, die bei geringer Dämpfung besonders ausgeprägt ist. In der Fahrwerkdynamik treten jedoch die unterschiedlichsten Anregungsfrequenzen auf, sodass insbesondere für eine Stoßanregung oder das Durchfahren der Eigenfrequenz eine Mindestdämpfung notwendig ist.
Für die Erfüllung der vier Funktionen ergeben sich somit eine Reihe von unterschiedlichen sich zum Teil widersprechenden Forderungen, die sich wie folgt darstellen:

- Kräfte übertragen:
  → hartes Lager geringe Einfederung,
  → niedrige Dämpfung,
- Fahrkomfort:
  → weiche Lager in Fahrzeuglängsrichtung,
  → harte Lager in Fahrzeugquerrichtung,
  → niedrige Torsionssteifigkeit,
- Geräusche isolieren:
  → weiches Lager,
  → niedrige Dämpfung,
- Schwingungen dämpfen:
  → hohe Dämpfung.

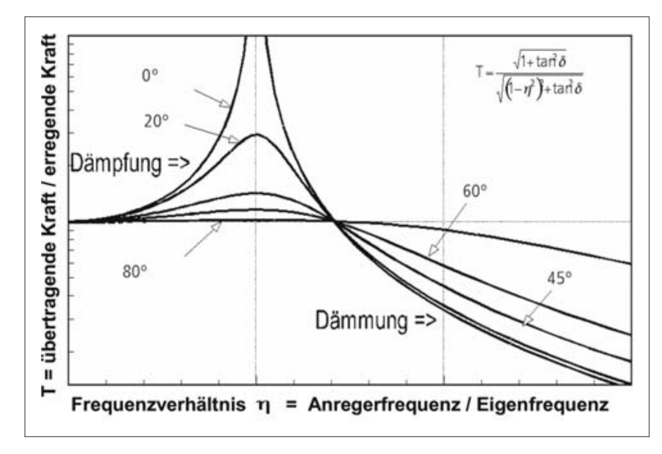


Bild 5-7:
Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit von Dämpfung und Anregungsfrequenz

Für die verschiedenen Zielkonflikte ist bei der Fahrzeugabstimmung ein entsprechender Kompromiss zu finden, wobei dieser je nach Fahrzeugart z.B. Sportwagen oder Limousine deutlich unterschiedlich ausfallen kann.
Die Funktion „Kräfte übertragen“, sowie definierte Bewegungen ausführen, werden heute durch die Fahrwerksimulation vor der Teileherstellung relativ gut abgebildet. Vor der Herstellung von Mustern kann somit ausreichend genau bewertet werden, in welchem Umfang die Gummiverbundteile diese Anforderungen erfüllen.
Für Fahrzeuglager (Motorlager seien hier ausgenommen) können die sinnvollen Dämpfungswerte für die einzelnen Lagerstellen durch eine Simulationsrechnung noch nicht ausreichend genau bestimmt werden. Eine Simulationsrechnung für die Geräuschübertragung und Geräuschentstehung des gesamten Fahrwerkes benötigt eine genaue physikalische Beschreibung des dynamischen Verhaltens aller Einzelkomponenten. Dieses ist zwar inzwischen theoretisch möglich, doch die Ausführung der einzelnen Bauteile weicht von den Annahmen häufig noch zu stark ab.
Die akustische Feinoptimierung des Fahrwerks erfordert dann ggf. vor dem Serienanlauf nochmals leichte Modifikationen der Gummilager bezüglich der Steifigkeit und der Dämpfung, um ein Optimum für das Gesamtschwingungssystem zu erreichen.

5.2.2 Elastomer spezifische Definitionen

5.2.2.1 Kennlinien

Neben der Geometrie ist die Kennlinie eine Hauptcharakteristik zur Beschreibung eines Gummiverbundteiles. Da die Eigenschaften des Elastomers temperatur- und geschwindigkeitsabhängig sind, bedarf es einer genauen Festlegung zu den Umfeldbedingungen als auch zum Messaufbau. In der Automobilindustrie wurden hierzu entsprechende Prüfvorschriften erarbeitet, deren wesentliche Vorgaben sich auf die Anzahl der Vorbelastungen, die Messgeschwindigkeit, Raumtemperatur, Lagerzeit, Teileherstellung und Prüfaufnahme beziehen.
Für die genaue Ermittlung der Steifigkeiten von harten Bauteilen (>ca. 1500 N/mm) ist die Steifigkeit der Prüfaufnahme und der Messmaschine von besonderer Bedeutung, um vergleichbare Kenndaten auf verschiedenen Prüfeinrichtungen zu erhalten.
Die Kennlinienverläufe ergeben sich aufgrund des Materials (Härte) und der Geometrie (Nieren, Anschlag) und ermöglichen dem Konstrukteur einen großen Gestaltungsfreiraum. Durch FE-Berechnungen können die Charakteristiken virtuell sehr genau voraus bestimmt werden.
Alle Kennlinien eines Elastomerbauteiles haben eine mehr oder minder stark ausgeprägte Hysteresis. Die Größe der Hysteresis ist im Wesentlichen durch die Dämpfung des Elastomers und dessen Bauart bedingt. Für Radführungs- sowie Lenkungsbauteile ist es wichtig, die nicht konstante Nullpunktposition bei der Fahrwerkauslegung mit zu berücksichtigen.

5.2.2.2 Dämpfung

Die viskoelastischen Eigenschaften der Elastomere lassen sich durch den Rezepturaufbau je nach Vorgabe einstellen.
In der Automobilindustrie hat sich die Definition des Verlustwinkels (**Bild 5-8**) als Maß für die Materialdämpfung gegenüber anderen Größen (logarithmisches Dekrement, Dämpfungskonstante *D*) etabliert.
Der Verlustwinkel kann von 2° (weiche Naturkautschukmischungen) bis zu ca. 20°, Butyl-Mischungen, variiert werden. Eine für die Schwingungsdämpfung sinnvolle Erhöhung des Verlustwinkels führt zu einer Verschlechterung der Bauteillebensdauer, der akustischen Entkoppelung sowie des Kriechverhaltens und ist sorgfältig bei der Bauteilerprobung zu bewerten.

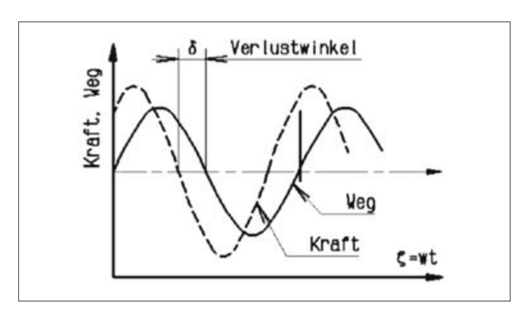


Bild 5-8: Weg- und Kraftverlauf in Abhängigkeit vom Phasenwinkel ωt

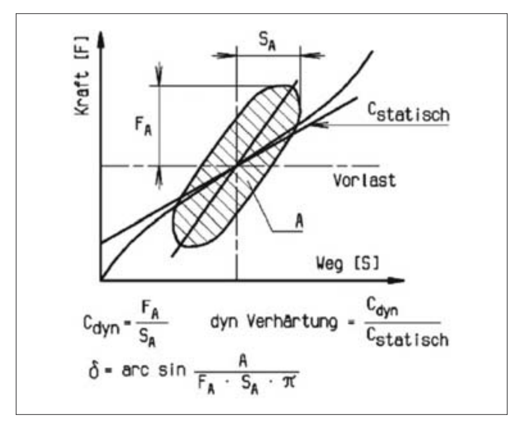


Bild 5-9: Statische Kennlinie mit Hystereseschleife einer dynamischen Schwingung

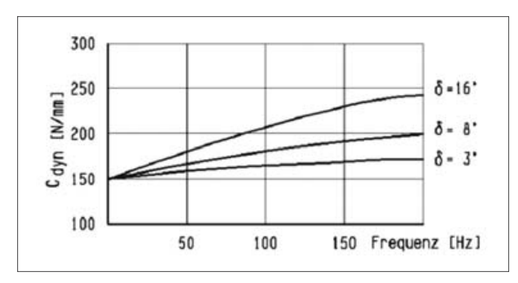


Bild 5-10: Frequenzabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit unterschiedlich dämpfende Mischungen

Die Messung des Verlustwinkels erfolgt auf servohydraulischen Prüfmaschinen mit einer sinusförmigen Schwingungsanregung. Die Auswertprogramme errechnen aus den die Hystereseschleife beschreibenden Messpunkten den Verlustwinkel und die dynamische Steifigkeit (**Bild 5-9**).
Durch die viskoelastischen Materialeigenschaften ergibt sich eine Geschwindigkeit proportional zur dynamischen Steifigkeit, die zu einem Anstieg des Verhärtungsfaktors über der Frequenz führt (**Bild 5-10**).
Die dynamische Steifigkeit, bzw. die Höhe der dynamischen Verhärtung ist bei der Lagerauslegung ein wesentliches Kriterium für die Beurteilung der akustischen Güte. Für die Bewertung des Verlustwinkels und der dynamischen Steifigkeit hat sich in der Automobilindustrie eine Messamplitude von 0,5 bis 1,0 mm bei einer Frequenz von 15 bis 20 Hz für Fahrwerksteile etabliert. Die Kraft wird dabei möglichst auf den Vorlastwert im Fahrbetrieb eingestellt. Die dynamische Verhärtung liegt dabei im Bereich von 1,1 für hochelastische, weiche Naturkautschukmischungen bis zu 2,5 für hochdämpfende Synthesemischungen.

5.2.2.3 Setzung

Die bleibende Setzung an Gummiverbundteilen ist für Bauteile, die unter konstanter Vorlast stehen, z.B. Motorlager, Federbeinstützlager und Hilfsrahmenlager, für die Berechnung der Konstruktionslage zu berücksichtigen. Aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften ist die Höhe der Setzung sowohl von der Rezeptur als auch von der Einfederungshöhe unter der Vorlast abhängig. Die Langzeitsetzung für Raumtemperatur ist bei Kenntnis der Federkennung und der Vorlast sehr gut theoretisch abzuschätzen.
In der logarithmischen Zeitauftragung ist die Setzkurve eine lineare Funktion und ermöglicht die Berechnung der Konstruktionsmaße über die Lebensdauer des Teiles. **Bild 5-11** zeigt den Setzungsverlauf bei Raumtemperatur für verschieden dämpfende Naturkautschukmischungen.

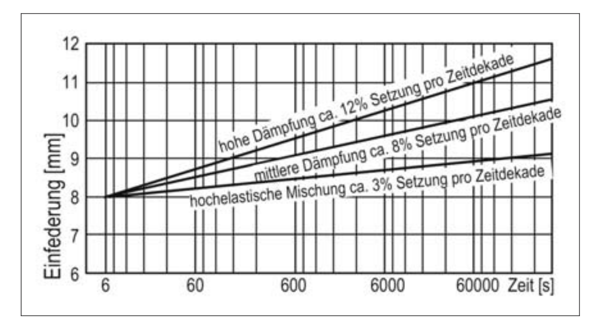


Bild 5-11:
Setzkurven für unterschiedlich dämpfende Mischungen bei Raumtemperatur

Das Setzverhalten von Bauteilen, die neben einer Vorlast auch noch einer erhöhten Temperatur ausgesetzt sind, kann nicht wie bei Raumtemperatur theoretisch vorausbestimmt werden. Hier müssen anwendungsbezogene Tests die Funktionserfüllung bestätigen, wobei grundlegende Voraussetzungen wie ein wärmebeständiger Mischungsaufbau und möglichst geringe spezifische Belastungen bei geringen Einfederungen anzustreben sind. **Bild 5-12** zeigt den Setzungsverlauf eines Motorlagers unter konstanter Temperatur. Die Setzkurve macht deutlich, dass erst nach ca. 6000 Sekunden ein stärkeres Setzen stattfindet als in den ersten drei Zeitdekaden.

Eine besonders hohe Anforderung an die Mischungs- und Bauteilentwicklung stellen wechselnde Temperaturprofile dar und können bei weichen Lagerungen zu Setzbeträgen von einigen Millimetern führen.

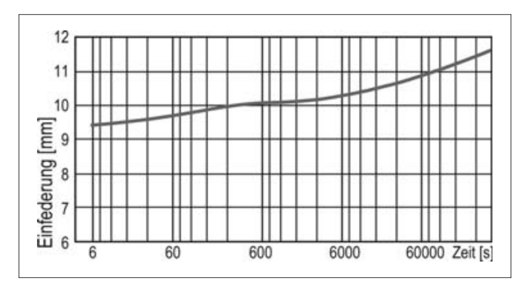


Bild 5-12: Setzkurve eines Motorlagers unter konstanter Temperatur von 80 °C

5.3 Aggregatelager

Die Motor-Getriebe-Einheit eines Fahrzeugs wird häufig als Aggregat bezeichnet. Diese Antriebseinheit wird durch Motorlager, Getriebelager und Drehmomentstützen im Fahrzeug elastisch gelagert.

Die Basis dieser Lager sind Gummi-Metall-Verbindungen. Die Komplexität dieser Aggregatelager reicht von konventionellen über hydraulisch dämfende bis hin zu aktiven Gummi-Metall-Lagern.

Die Aggregatelager nehmen die statische Last der Motor-Getriebe-Einheit auf und begrenzen maximale Wege bei Lastwechseln oder hohen Drehmomenten. Die niederfrequenten Triebwerksschwingungen können durch frequenzselektive Dämpfung deutlich reduziert werden. Zusätzlich wird die Einleitung von Körperschall durch die Motor- und Getriebeanregung in die Karosserie wirkungsvoll unterdrückt, um die Vibrationen und den Innengeräuschpegel über den gesamten Drehzahlbereich des Motors für die Insassen des Fahrzeugs komfortabel zu gestalten.

Die sich zum Teil widersprechenden Anforderungen, hohe Dämpfung bei niedrigen Frequenzen und großen Anregungsamplituden sowie gute Körperschallisolation bei kleinen Anregungsamplituden und hohen Frequenzen, können durch die Entwicklung von fahrzeugspezifisch abgestimmten Aggregatelagern erfüllt werden. Insgesamt lassen sich die Funktionen der Aggregatelager in drei Punkten zusammenfassen:

- tragen (quasistationär),
- dämpfen (niederfrequent, große Anregungsamplituden),
- isolieren (hochfrequent, kleine Anregungsamplituden).

Für die Auslegung von Elastomerlagern sind einige Parameter von großer Bedeutung, die auf die Bauform und Ausführung des Lagers einen großen Einfluss haben:

- Einbaulage des Aggregates,
- Bauraum,
- Belastungsart,
- maximale Kräfte,
- Freiwege, Wegbegrenzungen,
- Kennlinien, Progressionen.

Als Belastungsarten können an den Lagern Kräfte in axialer und radialer Richtung auftreten und Momente in Form von Torsion und Kardanik [7]. Die Motor-Getriebe-Einheit kann als Folge der elastischen Lagerung translatorische und rotatorische Bewegungen ausführen. Dadurch wirkt das Aggregat mit seinen Lagern als Feder-Masse-System. Alle Lager eines Aggregates beeinflussen sich gegenseitig und müssen deshalb aufeinander abgestimmt werden.

Auf dem Pkw-Markt haben sich heute zwei Antriebssysteme mehrheitlich durchgesetzt:

- Quereinbau des Aggregates mit Vorderachsantrieb: Diese Anordnung findet bei den meisten Kleinwagen aber auch in der Mittelklasse Anwendung. Diese Antriebsstränge kommen ohne Hinterachsgetriebe und Kardanwellen aus.
- Längseinbau des Aggregates mit Hinterachs- oder Vierradantrieb: In Fahrzeugen der Oberklasse und den SUVs werden die Vorteile dieses Antriebsstranges genutzt. Außerdem lassen sich bei dieser Anordnung auch große Motoren und Getriebe verbauen.

Bild 5-13 zeigt die Aggregatelagerung eines typischen Quereinbaus (Blick von vorne in den Motorraum eines VW Golf). Motor- und Getriebelager nehmen zusammen die statische Last des Aggregates auf. Durch das Antriebsmoment des Motors dreht sich das Aggregat im Fahrzeug. Die Drehmomentstütze begrenzt diese Drehbewegung.

Bild 5-14 zeigt die Lagerung eines längs eingebauten Aggregates (AUDI A4 Quattro). Typisch für diese Anordnung sind zwei Motor- und ein Getriebelager als Traglager. Eine zusätzliche Drehmomentstütze verhindert zu starke Aggregatebewegungen, da in diesem Fall die maximalen Wege nicht über die Motorlager eingegrenzt werden [8]. Bei angetriebener Hinterachse ist auch eine Lagerung des Hinterachsdifferentials notwendig.

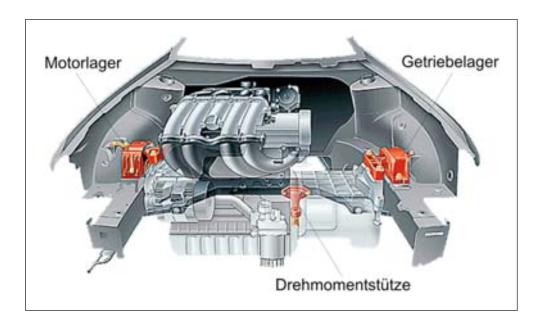


Bild 5-13: Aggregatelagerung Quereinbau

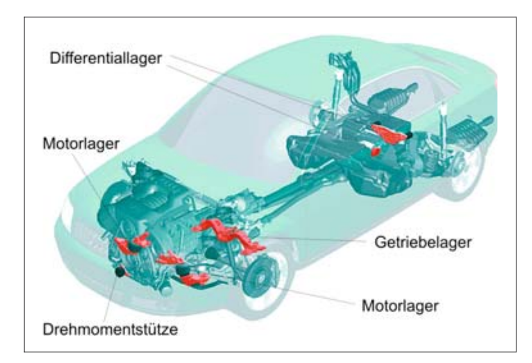


Bild 5-14: Aggregatelagerung Längseinbau

Als Getriebelager werden häufig konventionelle Gummi-Metall-Lager eingesetzt. **Bild 5-15** zeigt ein Keillager eines heckgetriebenen Fahrzeugs mit längseingebautem Motor, welches im Zusammenbau mit dem Getriebequerträger Wegbegrenzungen in alle Raumrichtungen ermöglicht.

Die in **Bild 5-16** gezeigte Bauform einer Drehmomentstütze findet in vielen Fahrzeugen mit quereingebautem Aggregat Anwendung. In der Regel bestehen diese Drehmomentstützen aus einer harten und einer weichen Gummi-Metall-Buchse, die in eine metallische Stütze eingepresst sind. Je nach Anordnung und Befestigung im Fahrzeug arbeitet die radial harte Buchse als Gelenk mit möglichst niedriger Torsionssteifigkeit bzw. kardanischer Steifigkeit.

Mit Hilfe der weichen großen Buchse lässt sich die statische Kennung der Drehmomentstütze exakt auf jedes Aggregat abstimmen. Ziel ist es, im unbelasteten Zustand eine geringe Steifigkeit darzustellen, um eine optimale Isolation zu gewährleisten. Sobald sich das Aggregat durch das abgebende Drehmoment des Motors aus seiner statischen Ruhelage im Fahrzeug dreht, ist diese durch geeignete Anschlagsprogression in der Gummikontur zu begrenzen.

Motorlager werden in den meisten Fahrzeugen als hydraulisch dämpfende Lager ausgeführt. Der Tragkörper bildet die Gummi-Metall-Kontur. Zwischen dem Tragkörper und dem Balg ist das Lager mit Dämpfflüssigkeit gefüllt.

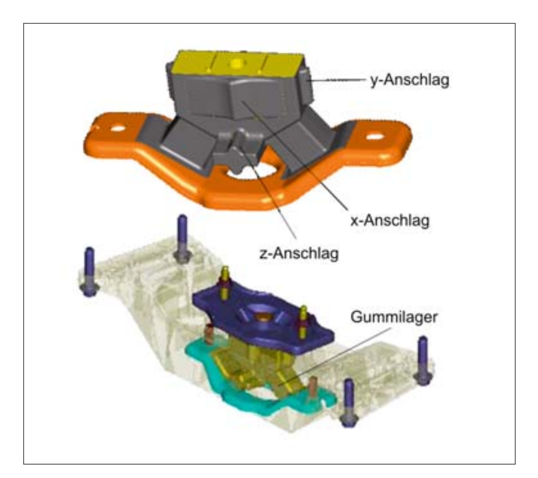


Bild 5-15: Konventionelle Getriebelager

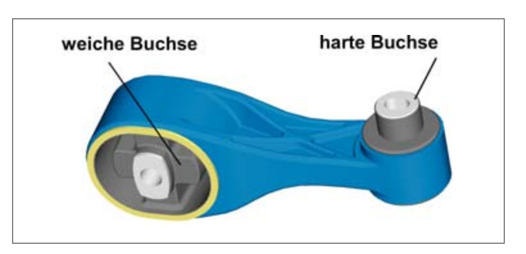


Bild 5-16: Drehmomentstütze

Dieser Flüssigkeitsraum ist durch ein Kanalsystem in zwei Arbeitsräume aufgeteilt. Durch dynamische Anregungen des Tragkörpers wird Flüssigkeit durch den geometrisch abgestimmten Kanal von einer Arbeitskammer in die andere gepumpt. Die dabei erzeugte Dämpfung wird meistens als Verlustwinkel angegeben und lässt sich frequenzgenau abstimmen. Da die hydraulische Dämpfung gleichzeitig zu einem Anstieg der dynamischen Steifigkeit des Lagers im mittleren und höheren Frequenzbereich führt, wird zwischen den beiden Arbeitskammern ein Entkopplungssystem integriert. Diese Entkopplungsmembranen können so abgestimmt werden, dass bei kleinen Anregungsamplituden die Isolationswirkung des Lagers im akustisch relevanten Frequenzbereich stark verbessert wird. **Bild 5-17** zeigt exemplarisch die Übertragungsfunktion eines hydraulischen Motorlagers.

Die dynamische Steifigkeit c_{dyn} wird in [N/mm] und der Verlustwinkel δ in [°] angegeben. Da aus akustischen Gründen die Steifigkeiten der Lager möglichst gering eingestellt werden, ergeben sich für elastisch gelagerte Aggregate Resonanzen um etwa 10 Hz in vertikaler Richtung. Durch Unebenheiten der Fahrbahn können bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit Aggregatschwingungen angeregt werden. Das so genannte „Stuckern“ lässt sich durch eine frequenzstabile Dämpfung schon bei kleinen Amplituden gezielt unterdrücken.

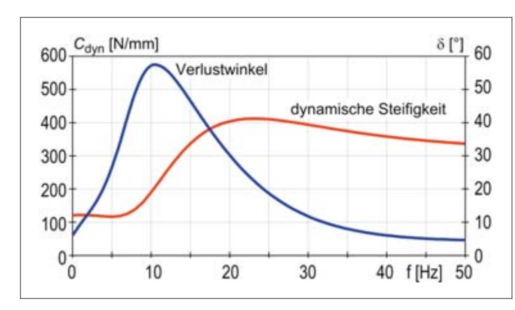


Bild 5-17: Übertragungsfunktion Hydrolager

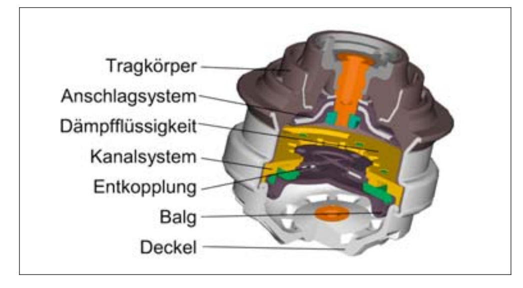


Bild 5-18: Hydraulisches Motorlager

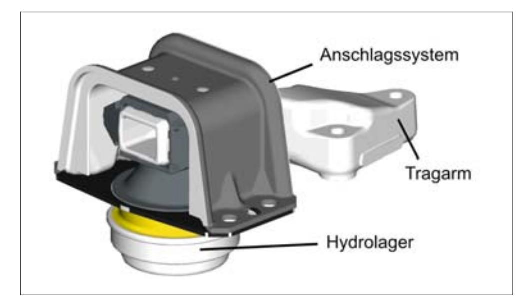


Bild 5-19: Hydraulisches Motorlager mit Tragarm

Bild 5-18 zeigt das hydraulische Motorlager eines heckgetriebenen Pkws mit längseingebautem Motor. **Bild 5-19** zeigt ebenfalls ein hydraulisches Motorlager. Dieses Lager wird als Zusammenbau des eigentlichen Hydrolagers, des Motor-Tragarms und des außenliegenden Anschlagsystems geliefert. Diese Bauform ist typisch für Fahrzeuge mit quereingebautem Aggregat. Bei diesen Lagern hat die Abstimmung der Anschlagprogressionen in Fahrzeuglängsrichtung eine hohe Bedeutung. Unter hoher Last wird die Drehbewegung des Aggregates durch die Drehmomentstütze gestoppt, was zu Reaktionskräften in Motor- und Getriebelagern führt und damit die beiden Traglager radial in ihre Anschläge verschiebt. Durch diesen Eingriff des Anschlagpuffers kann ein zusätzlicher Geräuschpfad die Komfortkriterien nachteilig beeinflussen.

Im Laufe des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs werden die Aggregatelager individuell auf jedes Aggregat abgestimmt. In den Versuchsabteilungen werden die Fahrzeuge hinsichtlich Fahrdynamik und Akustik beurteilt. Neben der subjektiven Beurteilung durch Erprobungsspezialisten werden objektive Messergebnisse genutzt, um Geräuschpfade oder Störquellen aufzudecken. In **Bild 5-20** ist eine „Color Map“ zu erkennen. In diesem Fall ist die Messung der Beschleunigungen in vertikaler Fahrzeugrichtung an der Sitzschiene des Fahrers dargestellt.

Die in einem 4-Zylinder-Diesel-Fahrzeug während der Versuchsfahrt im Zeitbereich aufgenommenen Daten wurden durch Fast-Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich überführt. Für den untersuchten Motor sticht, wie für 4-Zylinder üblich, die zweite Motorordnung heraus.

Bild 5-20:
Beschleunigungen an Sitzschiene

Motoren verschiedener Bauarten, Zylinder oder Verbrennungsprozesse zeigen unterschiedliche Anregungen. Aus diesem Grunde sind die Aggregatelager jeder Motor-Getriebe-Einheit anzupassen. Entwicklungsziel ist jedoch immer, durch eine geschickte Baukasten-Lösung die Variantenanzahl der Lager einzugrenzen und somit die Werkzeug- und Bauteilkosten zu reduzieren.

Während der Fahrzeugabstimmung stehen die Versuchsingenieure immer wieder vor der Herausforderung, den Zielkonflikt zwischen optimaler Fahrdynamik und bestem Komfort zu lösen. Wie in **Bild 5-17** zu erkennen ist, führt die hydraulische Dämpfung zu einer Erhöhung der dynamischen Steifigkeit im höheren Frequenzbereich. Im Fahrbetrieb kann auf die Dämpfung zur Reduzierung der Stuckerneigung nicht verzichtet werden.

Für den Leerlaufbetrieb eines Fahrzeugs bieten sich jedoch Möglichkeiten, die dynamische Steifigkeit abzusenken und die Lagerung auf Komfortstellung umzuschalten. **Bild 5-21** zeigt ein Beispiel für ein elektrisch schaltbares Motorlager mit Wärmeschutzkappe.

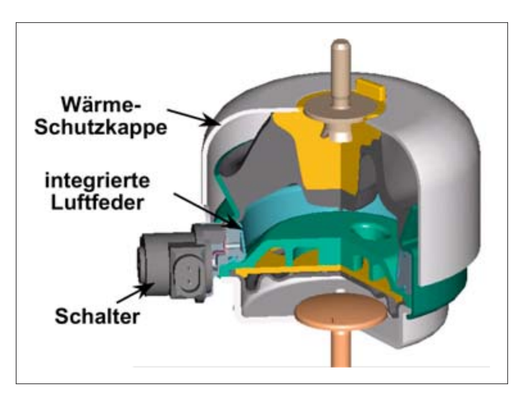
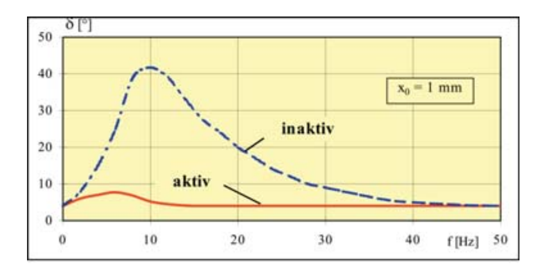


Bild 5-21: Schaltbares Motorlager

Im Fahrbetrieb wirkt das Lager als hydraulisches Motorlager. Nur im Leerlauf wird durch einen Schalter die integrierte Luftfeder aktiviert. Durch diese zusätzliche Nachgiebigkeit in der Arbeitskammer des Lagers wird keine Flüssigkeit durch den Kanal gepumpt. Somit kommt es auch zu keiner Dämpfung und folglich zu keiner dynamischen Verhärtung. Durch diesen Effekt lässt sich die dynamische Steifigkeit über einen großen Frequenzbereich absenken (**Bild 5-22**).

In der Folge können dadurch die störenden Vibrationen und Geräusche reduziert oder eliminiert werden. Sobald das Fahrzeug in den Fahrbetrieb übergeht, schaltet das Lager wieder auf die Fahrdynamik-Stellung und liefert die notwendige Dämpfung.



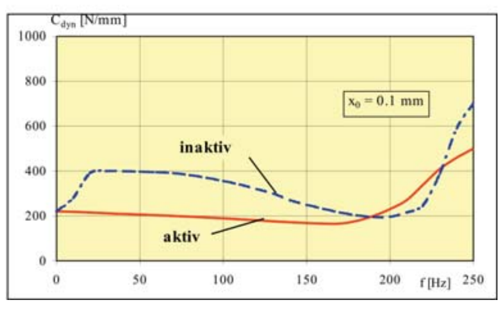


Bild 5-22: Übertragungsfunktion schaltbares Lager

Neben den elektrisch schaltbaren Motorlagern sind auch pneumatisch schaltbare Motorlager im Einsatz. Außerdem findet man neben Schaltung der Volumensteifigkeit (**Bild 5-21**) auch schaltbare Lager mit einer Bypass-Schaltung. In diesen Lagern wird im Leerlauf ein zusätzlicher Kanal (Bypass) aufgezogen. Dadurch wird die Dämpfung zu höheren Frequenzen verschoben, um die dynamische Verhärtung des Lagers hinter die Frequenz der dominanten Motorordnung zu schieben (**Bild 5-23**).

Um in Zukunft den steigenden NVH-Anforderungen noch besser gerecht werden zu können, wird in den Entwicklungsabteilungen an aktiven Lagern gearbeitet. Trotz erster Serieneinsätze solcher Systeme ist noch erheblicher Entwicklungsaufwand zu leisten, um den Schwingungs- und Geräuschkomfort in den unterschiedlichen Fahrsituationen zu verbessern [9].

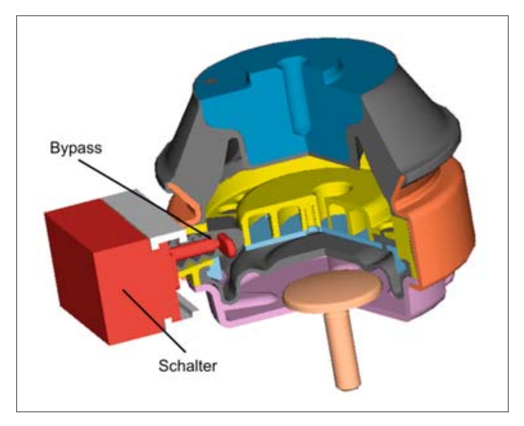


Bild 5-23: Schaltbares Motorlager (Bypass)

Neben dem hohen Gewicht und den sehr hohen Kosten für aktive Systeme stehen die Auslegung der Regler und die hohe Leistungsaufnahme der Lager einem flächendeckenden Einsatz bisher im Wege. Zusätzlich wird an aktiven Strukturelementen und Tilgersystemen zur Verbesserung des NVH-Verhaltens gearbeitet [10].
Neben der permanenten Weiterentwicklung der Lagerkomponenten durch Zulieferer wird weiteres Potential für NVH-Verbesserung in der optimalen Integration aller schwingungs- und komfortrelevanten Systeme gesehen. Im Fokus stehen zum Beispiel Lageranbindungssteifigkeiten an Fahrwerk und die Steifigkeitsbetrachtung im gesamten Geräuschpfad.

5.4 Hülsenlager (Gummilager)

Der Begriff Hülsenlager wird im Fahrzeugbau für Gummiverbundteile verwandt, die im Allgemeinen ein zylindrisches Innenrohr mit einer zylindrischen Außenkontur aufweisen. Neben Hülsenlager sind die Begriffe Lenkerlager, Silentbloc, Rundlager oder auch nur Gummilager gebräuchlich.
Bild 5-24 zeigt verschiedene Hülsenlagerausführungen und lässt erkennen, dass je nach Anforderung unterschiedlichste Lösungsprinzipien möglich sind.
Ausführung A stellt die einfachste und kostengünstigste Lösung dar. Das Bauteil wird in die Lenkeraufnahme eingepresst und wird durch die radiale Vorspannung und die seitlichen Anlageringe fixiert. Die Übertragung von axialen Kräften und die Abstimmung der Radial-, Axial- und Torsionsrate sind im Vergleich zu anderen Hülsenlagern nur begrenzt möglich. Dadurch dass die Aufnahmebohrung unbearbeitet bleibt und keine Außenhülse notwendig ist, ergeben sich deutliche Kosteneinsparungen.

Ausführung B ermöglicht eine wesentlich genauere Abstimmung der Radial- und Axialraten zueinander. Durch das Höhen- zu Längenverhältnis des Elastomerkörpers und einer Kalibrierung des Außenrohres, der Gummikörper wird hierbei vorgespannt, kann das Federratenverhältnis $c_{\text{radial}}/c_{\text{axial}}$ von 1:4 bis 1:10 eingestellt werden. Ausführung B, C und D sind vom grundsätzlichen Aufbau identisch, wobei C einen axialen Anschlag und D Nieren zur Erzielung unterschiedlicher Radialraten aufweist.
Für moderne Fahrzeuge wird zunehmend die Mehrlenkerachse mit bis zu 10 Hülsenlagern je Rad eingesetzt. Zur präzisen Radführung werden sehr hohe Radialfederraten bei einer möglichst geringen Torsionsrate zur Reduzierung der Nebenfederraten des Gesamtfahrzeuges gefordert. Zur Erreichung dieser Vorgaben werden Zwischenhülsen eingesetzt, wodurch sich die Radialrate bei gleicher Mischungshärte bei annähernd unveränderter Axial- und Torsionsrate mehr als verdoppelt.
Ausführung E, F und G zeigen hierzu einige Ausführungen. E und F werden im Herstellungsprozess kalibriert bzw. die Innenhülsen aufgeweitet. Ausführung G erhält die Lagerverspannung bei der Montage. Das Bauteil wird lageorientiert über eine Konushülse eingepresst. Die Hauptbelastung soll dabei 90° zum Schlitz erfolgen.
Ausführung H ist ein Hülsenlager, das für große kardanische Beanspruchungen bei einer hohen Radialsteifigkeit entwickelt wurde. Zur Gewichtsreduzierung wurde eine Hohlkugel als Fließpressteil eingesetzt.
Bild 5-25 zeigt zwei Lagerausführungen, die Radialraten von 18 kN/mm bei einer Torsionsrate von 0,8 Nm/Grad aufzeigen und damit eine besonders extreme Optimierung im Verhältnis Steifigkeit zu niedriger Torsionsrate erreichen.

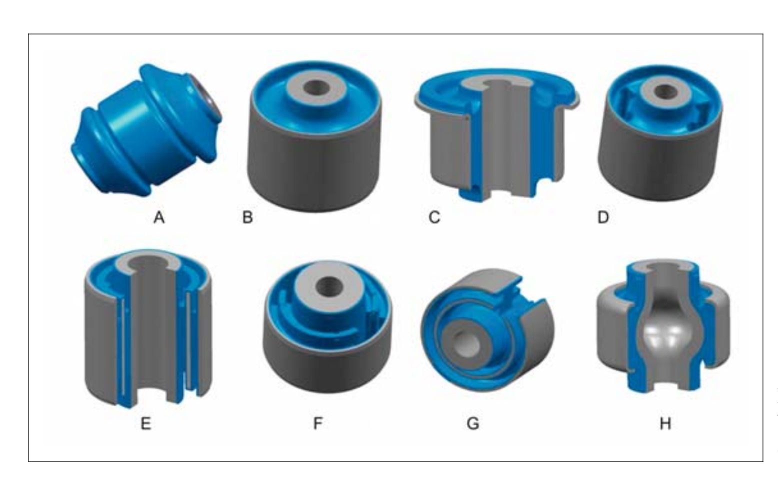


Bild 5-24:
Verschiedene Ausführungen der Hülsenlager

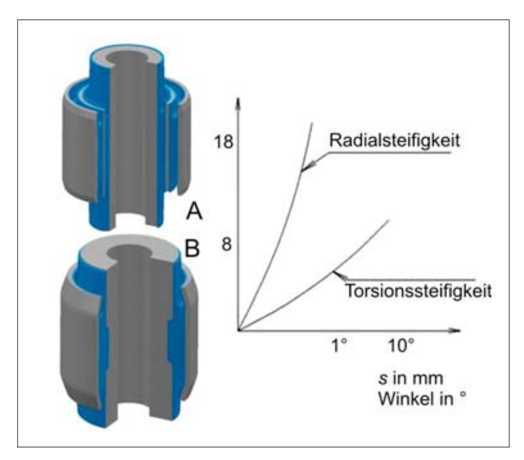


Bild 5-25: Vergleich zweier Hülsenlagerausführungen mit gleichen Kenndaten

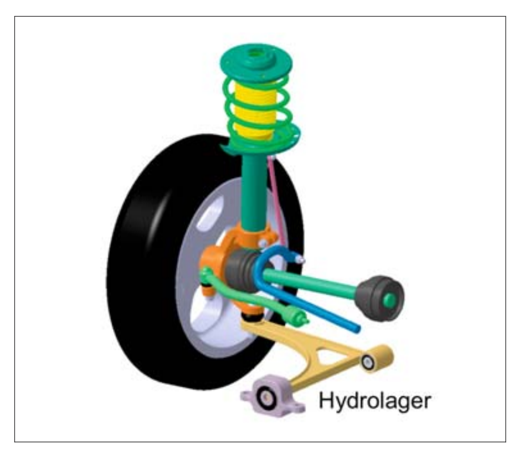


Bild 5-26: McPherson mit einem hydraulisch dämpfenden Lager (Hydrolager)

Durch eine Kalibrierung der Außenhülse und eine Aufweitung der Innenhülse wurde mit Ausführung A die Vorgabe erreicht. Ausführung B erreicht vergleichbare Werte, wobei das Zwischenrohr entfiel und die Charakteristik durch eine spezielle Modifikation des Innen- und Außenteils erzielt wurde. Grundvoraussetzung für diese Extremwerte ist ein möglichst kleiner Durchmesser der Bauteile. Ist für eine Mehrlenker Hinterachse die Auslegung der Radial- und Torsionssteifigkeit der Gummilager vorrangig, stellt sich für die Lager der Vorderachse eine zusätzliche Anforderung bezüglich der Wahrnehmung von Schwingungen durch die direkte Verbindung Rad zum Lenkrad.

Für einen guten Fahrkomfort ist eine Nachgiebigkeit des Rades in Fahrzeuglängsrichtung gewünscht, die durch weiche Gummilager erreichbar ist. Gleichzeitig führen Fahrbahnunebenheiten, Radunwuchten und geringe Ungleichmäßigkeiten in der Bremsscheibe zu einer Schwingungsanregung des Feder-Massesystems Vorderachse, welche am Lenkrad unmittelbar wahrgenommen werden. Zur Schwingungsdämpfung ist somit eine ausreichende Dämpfung der Lager notwendig und führte in der Vergangenheit zum Einsatz von Mischungen mit einem Verlustwinkel von bis zu 16 Grad. Zum Vergleich: für normale Fahrwerkslager wird eine hochelastische Naturkautschukmischung mit einem Verlustwinkel von 3 bis 6 Grad eingesetzt.

Bild 5-26 zeigt eine McPherson-Vorderachse mit der Einbaustelle einer hochdämpfenden Buchse oder eines Hydrolagers. Nachteilig bei der Ausführung als hochdämpfende Buchse sind die größere Lagersetzneigung und die geminderte Lebensdauer sowie die schlechte akustische Entkopplung. Dieser Zielkonflikt hat zu der Entwicklung der hydraulisch dämpfenden Buchsen für diese Lagerung geführt.

Neben der Anforderung an die Federraten ist natürlich auch die Bauteillebensdauer der Hülsenlager ein Hauptentwicklungsziel. Zur Erreichung geringer Torsionsraten sind möglichst geringe Durchmesser zu wählen, wodurch die spezifische Belastung ansteigt. Durch eine FE-Berechnung lässt sich eine relativ gute Aussage zu den normalen Betriebsbelastungen erzielen. Für sehr hohe, jedoch in geringer Häufigkeit auftretenden Kräfte bedarf es der Erfahrung des Konstrukteurs, um eine Überdimensionierung der Lager zu vermeiden. Beträgt die Zugfestigkeit einer guten Naturkautschukmischung 25 bis 30 N/mm^2, kann die Druckbelastung in einem optimal ausgelegten Hülsenlager für Stoßbelastung bis zu 40 N/mm^2 betragen, ohne zu einer Schädigung zu führen. Überträgt man diese Relation auf ein Metallbauteil, werden die besonderen Vorzüge des Elastomerwerkstoffes erkennbar.

5.5 Gleitlager

Erlangt die Anforderung einer geringen Torsionsrate bei Hülsengummilagern eine besondere Bedeutung, dann kommen Gleitlager zum Einsatz.

Hier wird die Torsionsbewegung von der Bewegung des Elastomerkörpers getrennt. Die Gummilagerkenndaten können unabhängig von der Torsionskennung definiert werden.

Bild 5-27 zeigt die heute gebräuchlichsten Ausführungen von Gleitlagern. Bei Ausführung A wird in ein besonders maßhaltiges Innenrohr ein kunststoffumspritztes mit Fetttaschen ausgefülltes Innenteil eingeschoben. Dichtlippen und Dichtkappen verhindern den Schmutzeintrag und das Auswandern des Fettes. Die axialen Dichtkappen erlauben gleichzeitig die Übertragung einer geringen Axialkraft.

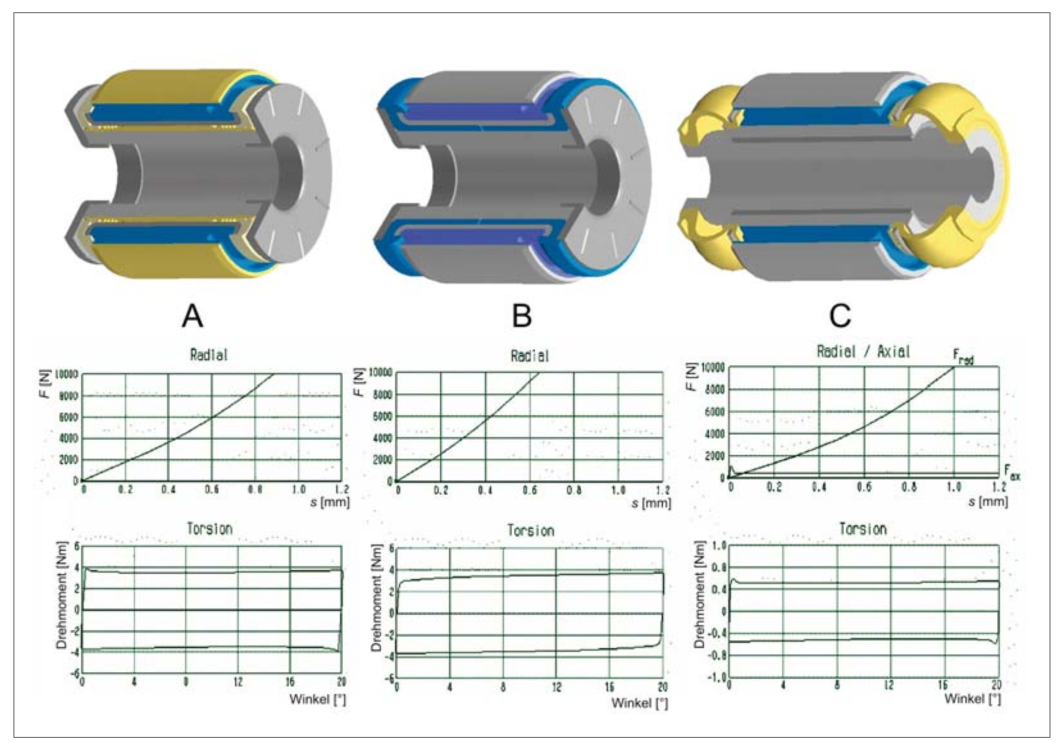


Bild 5-27: Ausführungsbeispiele zu elastischen Drehgleitlagern

Ausführung B stellt ein kostenoptimiertes Lager dar. Gleit- und Dichtfunktion werden durch das aus speziellem Kautschuk hergestellte innere Gummiteil übernommen. Die dynamische Belastbarkeit ist jedoch gegenüber der Ausführung A etwas geringer.

Bei Ausführung C wird in die Zwischenhülse eine PTFE Gleitbuchse eingepresst. Das drehbare Innenteil ist besonders maßhaltig und oberflächenbehandelt. Die Abdichtung erfolgt durch Gummibälge, wie sie aus der Kugelgelenkanwendung bekannt sind (s. Abschnitt 3.7.5).

Mit Ausführung C lassen sich die geringsten Torsionsraten erreichen, da die Funktionsweise ein Spiel von 0,02 bis 0,06 mm zwischen den Gleitpartnern erfordert. Dieses Spiel kann bei Wechselbelastungen Geräusche verursachen und in ungünstigen Fällen auch ein vorzeitigen Lagerausfall bewirken. Durch die Optimierung der Torsionsrate bei konventionellen Hülsenlagern und wegen den deutlich höheren Herstellungskosten der Gleitlager ist die Anwendungshäufigkeit dieser Lagerart relativ gering und bleibt nur besonderen Anwendungsfällen vorbehalten.

5.6 Hydraulisch dämpfende Buchsen

Die ersten hydraulisch dämpfenden Buchsen wurden Mitte der 1980 in McPherson-Vorderachsen eingesetzt. Die grundsätzlichen Auslegungsprinzipien waren von den Motorlageranwendungen bekannt und wurden auf die Buchsengeometrie übertragen. Der prinzipielle Aufbau der Lager ist im **Bild 5-28** dargestellt. Zwei mit Flüssigkeit, einem Wasser-Glykolgemisch, gefüllte Kammern stehen über einen Kanal in Verbindung. Bei einer Schwingungsanregung in Richtung über die Kammern, muss ein Volumenausgleich erfolgen. Die Flüssigkeit fließt durch den Kanal und stellt eine schwingende Masse dar. Bei der quasi statischen Messung werden die Kenndaten des Lagers fast ausschließlich durch die Tragfedern bestimmt, das Lager verhält sich annähernd einem konventionellen Bauteil. Mit steigender Anregungsfrequenz beginnt die Flüssigkeit in Zusammenwirken mit der Steifigkeit der Kammerwände als Feder-Massesystem zu schwingen. Die maximale Dämpfung wird bei der Anregung des Lagers mit der Frequenz erreicht, die die Eigenfrequenz des Federmassesystems Flüssigkeit-Kammerwandsteifigkeit darstellt.

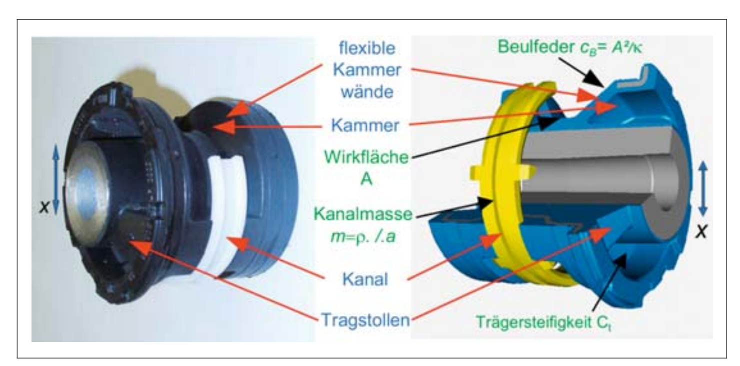


Bild 5-28:
Aufbau einer Hydrolagerbuchse (ohne Außenrohr)

Wird die Anregungsfrequenz weiter erhöht, fällt der Dämpfungswert aufgrund der Massenträgheit und der Reibungswerte im Kanal, Kanaleintritt und -austritt wieder annähernd bis auf die reinen Materialwerte des Elastomers ab. Zu der dynamischen Steifigkeit der Tragfeder addiert sich nun aufgrund des notwendigen Volumenausgleiches in der Kammer die dynamische Steifigkeit der Wände hinzu.
Über die Abstimmung der Kammerwände, der Wirkfläche und der Kanalgeometrie lassen sich die Kennwerte der Hydrobuchse auf die Anforderungen der jeweiligen Anwendung im Fahrzeug abstimmen. Auslegungsziel ist es, das Dämpfungsmaximum auf die störenden Anregungsfrequenzen im Fahrzeug abzustimmen. **Bild 5-29** zeigt die Kennwerte für zwei unterschiedlich ausgeführte Kanalversionen. Die so genannte massedämpfende Buchse hat einen langen, relativ großen Kanalquerschnitt. Das Dämpfungsmaximum ist relativ schmalbandig und hoch. Die dynamische Verhärtung ist im Vergleich zur Ausführung mit einem sehr kurzen Kanal aufgrund der weichen Kammerwände niedriger. Hydrobuchsen mit einem sehr kurzen Kanal, so genannte reibungsgedämpfte Lager, sind in der Dämpfung breitrandiger bei einem geringem Verlustwinkel und einer höheren dynamischen Verhärtung.
Die breitbandige Dämpfung wird vorzugsweise dann angewandt, wenn aufgrund von verschiedenen Reifengrößen, Bremsscheibenausführungen und anderen Bauteilschwankungen die störenden Anregungsfrequenzen nicht konstant sind. Nachteilig ist die höhere dynamischen Verhärtung, die sich durch die härtere Kammerwandsteifigkeit oberhalb der Frequenz für die maximale Dämpfung eingestellt. Die hohe dynamische Steifigkeit ist bei akustischer Anregung, d.h., bei Schwingungen mit kleinen Amplituden ungünstig.

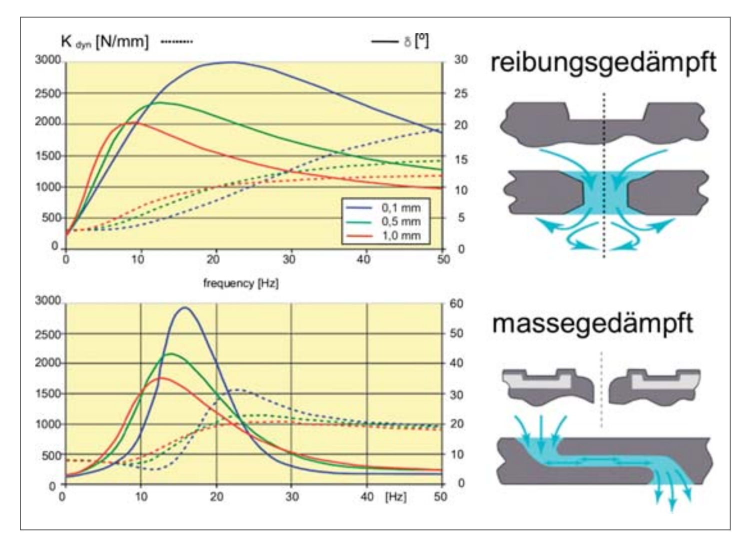


Bild 5-29:
Einstellbarkeit von Hydrolagern durch Kanalgeometrien

Bei Motorlagern hat das zu verschiedensten Bauformen geführt, die bei kleinen Schwingungsamplituden zu keinem Volumenausgleich über den Kanal zwischen den Kammern führt. (siehe hydraulische Motorlager). Bei Buchsenlagern ist aufgrund des beengten Bauraumes bislang noch keine so genannte akustische Entkoppelung integriert worden.
Zur Berechnung der dynamischen Kenndaten und zur Bewertung der Lebensdauertüchtigkeit von Hydrobuchsen ist eine FE-Analyse der Bauteile notwendig. Durch die relativ weiche Steifigkeit der Buchsen im Arbeitsbereich, mit ca. 200 bis 600 N/mm sind häufig zur Aufnahme der Maximalkräfte Endanschläge notwendig, die intern oder extern durch Aufstecken von Kunststoffringen realisiert werden.
Die Standardausführung der hydraulisch dämpfenden Buchse ist das radial dämpfende Lager, welches horizontal verbaut wird. **Bild 5-30** zeigt hierzu einige Ausführungsbeispiele. Variante A hat einen kombinierten außenliegenden Kunststoff-Celastoanschlag um einen weichen Kennlinienübergang in den Progressionsanstieg zu erreichen. Die Gleitbewegung bei kardanischer Auslenkung erfolgt zwischen dem Werkstoff Celasto und der Gummikontur. Das Bauteil wird in den Lenker eingepresst und die Verschraubung erfolgt horizontal karosserieseitig.

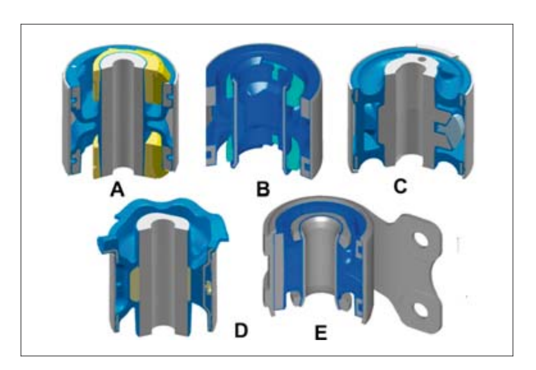


Bild 5-30: Ausführungsbeispiele zu hydraulisch dämpfenden Buchsen

Bei Ausführung B wurde ein außen liegender Gummianschlag zur Erreichung eines günstigen Progressionsanstieges eingesetzt. Die Verbindung zum Querlenker erfolgt durch Aufpressen auf einen unbearbeiteten Zapfen, wobei der Toleranzausgleich über die Gummikontur in der Innenhülse des Lagers erfolgt. Bei Ausführung C wurde der Anschlag zur Wegbegrenzung durch einen in eine Aufnahmebohrung am Innenteil eingepressten Kunststoffstopfen realisiert. Durch die Integration des Anschlages in das Lager können größere Kammervolumen (höhere Dämpfungswerte) erzielt werden und die Gleitfläche Anschlag-Außenteil unterliegt keinen Umwelteinflüssen. Ausführung D weist neben dem innen liegenden radialen Anschlag einen umlaufenden Kragen mit einer Gummierung auf, der axiale Kräfte über die karosserieseitige Anschlagfläche aufnimmt. Eine weitere Besonderheit ist der eingelegte Kunststoffclip, der die Kanalgeometrie bestimmt. Für unterschiedliche Fahrzeugmodelle werden verschiedene Kanalvarianten eingesetzt.
Bei Ausführung E wurde das Gummielement unmittelbar in einen Bügel eingepresst und das üblicherweise eingesetzte Außenrohr entfällt. Die Verbindung zum Querlenker erfolgt durch Aufpressen des Innenrohres auf den bearbeiteten Zapfen des Lenkers. Bei allen Ausführungsbeispielen kommt es bei starken Einfederungen zum Einsatz des Anschlages und zu Gleitbewegungen. Dieses kann unter besonderen Umständen zur Geräuschentstehung führen und ist im Rahmen der Fahrzeugerprobung zu bewerten.
Je nach Anordnung oder Ausführung kann es in Sonderfällen erforderlich sein, eine axial dämpfende Buchse, wie im **Bild 5-31** dargestellt, einzusetzen. Das klassische Hülsengummilager wird um die axial dämpfende Einheit ergänzt. Aufgrund des deutlich höheren Aufwandes ist jedoch diese Lösung nur Einzelanwendungen vorbehalten.

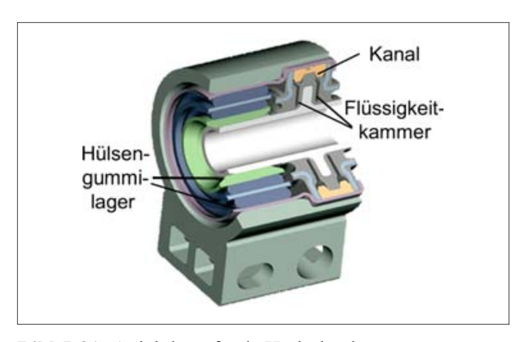


Bild 5-31: Axial dämpfende Hydrobuchse

Eine weitere Sonderlösung für eine Hydrobuchse ist in **Bild 5-32** dargestellt. Die zuvor beschriebenen und dargestellten Lager sind für einen horizontalen Verbau ausgelegt. Die Radeinfederung erzeugt eine für die Lebensdauer des Bauteiles relativ unkritische Torsionsbewegung im Lager. Die horizontale Verschraubung des Bauteiles ist aufwendig und es ergibt sich somit die Anforderung, die Hydrobuchse für eine vertikale Montage auszulegen.
Die Radeinfederungen erzeugen bei dieser Gestaltung eine, für die Lebensdauer des Teiles relativ kritische kardanische Auslenkungen, die insbesondere bei den Kammerwänden zu vorzeitigen Ausfällen führt. Das dargestellte Ausführungsbeispiel wurde bezüglich der Lebensdauer mittels FE-Analyse optimiert und erreicht annähernd das Niveau einer horizontalen Hydrobuchse.
Da hydraulisch dämpfende Buchsen im Vergleich zu konventionellen Gummilagern eine kritische Lebensdauer haben und deutlich höhere Kosten verursachen, ist eine breitere Einführung dieser Ausführung bislang nicht gelungen.

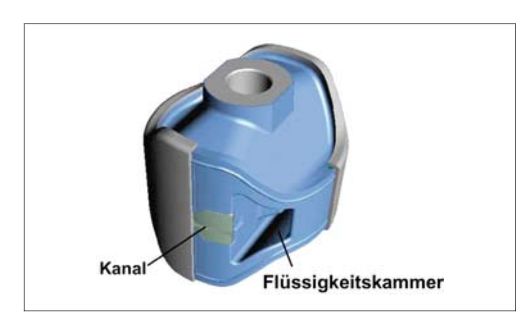


Bild 5-32: Hydraulisch dämpfende Buchse für vertikale Montage

5.7 Achsträgerlager (Hilfsrahmenlager)

Fahrschemel-, Hilfsrahmen- oder auch Vorder- bzw. Hinterachsträgerlager genannt, bieten den Vorteil, Aggregate und Fahrbahngeräusche, bei gleichzeitiger Komfortverbesserung, besonders gut zu isolieren. Durch die Masseträgheit des Hilfsrahmens werden hochfrequente Schwingungen von der Fahrbahn oder vom Motor nicht oder nur sehr stark gedämmt über die Hilfsrahmenlager in den Aufbau weitergeleitet. Außerdem bietet der Hilfsrahmen den Vorteil, dass die Achsen als fertige Baugruppe in die Fahrzeugmontage einfließen können. Aufgrund der deutlichen Mehrkosten für den Hilfsrahmen als auch der Gummilager wird diese Fahrwerkskonstruktion überwiegend ab der Mittelklasse eingesetzt. Die Anforderungen an ein Hilfsrahmenlager sind hohe Steifigkeit in Fahrzeugquerrichtung, niedrige Steifigkeit in Fahrzeuglängs- und Hochrichtung und geringe dynamische Verhärtung, um eine gute Geräuschisolation zu erzielen.

Um diese Anforderungen zu erfüllen, sind Hilfsrahmenlager im Vergleich zu Hülsenlagern relativ groß ausgeführt (Durchmesser 70 bis 100 mm), und es kommen hochelastische, weiche Mischungen zum Einsatz. Durch die Formgebung des Innenkerns sowie der Gummikonturgestaltung wird die gewünschte Federratenspreizung in den Radialrichtungen erreicht. **Bild 5-33** zeigt ein Hilfsrahmenlager mit einer Gummierung des Außenteiles und einen durch die Konturgebung des Innenteiles integrierten Progressionsanschlag in Fahrzeughochrichtung.

Die Gummierung der Außenhülse ermöglicht einen guten Toleranzausgleich und erfordert somit keine besondere Bearbeitung des Aufnahmeauges. Im Reparaturfall lässt sich das Bauteil im Fahrzeug demontieren, da die Auszugskräfte durch die Abstimmung der Gummi-Aufnahmegeometrie begrenzt sind.

Über die Hilfsrahmenlager werden die Aggregate- als auch Fahrzeugteilgewichte und die Radführungskräfte in die Karosserie eingeleitet. Die Gewichtskräfte erzeugen eine konstante Vorlast, die bei relativ weichen Lagern zu hohen axialen Einfederungen und dementsprechend zu großen Setzwerten führen kann. Bezüglich der gewünschten freien Schwingwege in Fahrzeughochrichtung ist dieses unbedingt bei der Auslegung der Konstruktionslage zu berücksichtigen.

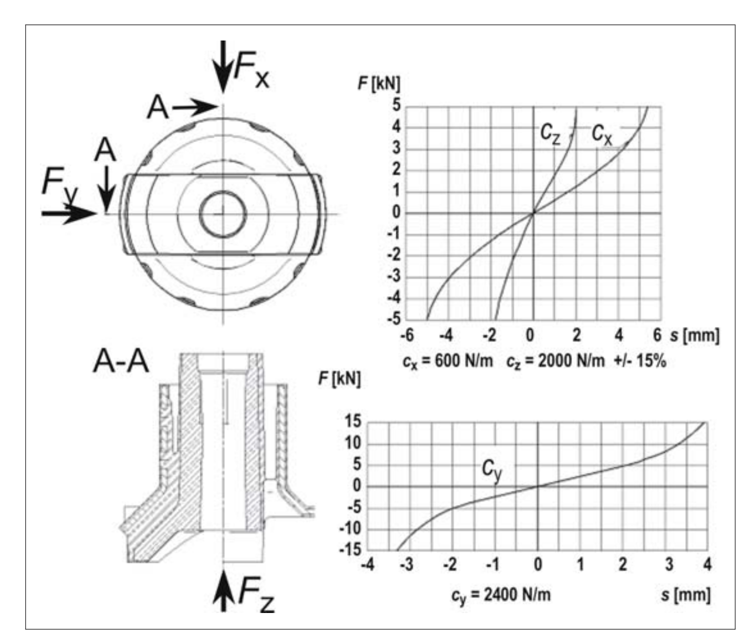


Bild 5-33: Statische Steifigkeiten und Kenndaten eines konventionell dämpfenden Hilfsrahmenlagers

Wie auch bei den Hülsenlagern ergibt sich bei den Hilfsrahmenlagern der Zielkonflikt einer guten Geräuschisolation und einer ausreichenden Schwingungsdämpfung. Zur Lösung dieses Konfliktes kommen hydraulisch dämpfende Lager zum Einsatz.
Besondere Sorgfalt ist bei der Auslegung der hydraulischen Hilfsrahmenlager auf die Erfüllung der Bauteillebensdauer zu legen. Große radiale und axiale Auslenkungen bei den relativ weichen Lagercharakteristiken machen Endanschläge zur Wegbegrenzung bei hohen Kräften erforderlich.
Bild 5-34 stellt einige ausgeführte Hilfsrahmenlager in konventioneller (A bis C) und hydraulisch radial dämpfender Bauart (D und E) dar. Ausführung A hat als Außenteil einen Kunststoffring, der bei der Montage um ca. 3 % kalibriert wird. Hierdurch ergibt sich eine Kalibrierung des Gummielementes, ein Abbau der Schrumpfspannungen, als auch eine ausreichende Pressverbindung.

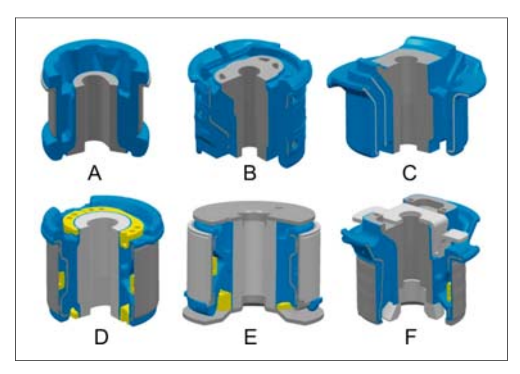


Bild 5-34: Verschiedene Ausführungen von konventionellen und hydraulisch dämpfenden Hilfsrahmenlagern

Zur weiteren Absicherung gegen Auswandern dient der durch die Aufnahmebohrung gepresste umlaufende Gummiwulst, der in Verbindung mit dem pilzförmigen Innenteil eine Keilwirkung bei axialer Auslenkung bewirkt. Die axiale Wegbegrenzung wird durch Anlage an die Karosserie, Gummiwulst-Pilzinnenteil, bzw. durch einen bei der Montage zugefügten Anschlagteller erreicht.
Bei Ausführung B erzeugen zwei Halbschalen, die bei der Montage zusammengepresst werden, die notwendigen Vorspannkräfte für die Verbindung. Gleichzeitig wird durch die Vorspannung der Gummistege die Abstimmung der unterschiedlichen Radialkennlinien vorgenommen. Die Halbschalen sind außen vollständig gummiert und erleichtern die Montage als auch die Demontage im Reparaturfall. Ein- und Auspresskräfte können innerhalb definierter Grenzen gehalten werden und Umwelteinflüsse bewirken eine nur sehr geringe Veränderung. Um bei den gewünschten weichen Radialraten eine ausreichende Axialsteifigkeit zu erzielen, wird durch die Konturgebung der Halbschalen als auch des Innenteiles eine Schub-Druckbelastung erzeugt. Die axiale Wegbegrenzung erfolgt wie zu Ausführung A durch die Karosserie und durch Anschlagteller.
Ausführung C hat zur Erreichung einer hohen Spreizung der beiden Radialraten in einer Richtung Zwischenbleche, wodurch ein Ratenverhältnis von ca. 10:1 erreicht wird. Die Axialrate wird durch die Winkelstellung des Innen- als auch Außenteiles entsprechend eingestellt. Durch den Progressionsanstieg des großflächig ausgelegten Druckpuffers übernimmt dieser gleichzeitig die Funktion der maximalen axialen Wegbegrenzung.
Ausführung D zeigt ein hydraulisch dämpfendes Hilfsrahmenlager mit einem eingelegten Kunststoffkanal. Die Ausführung mit einem eingelegten Kanal kann aufgrund des etwas größer zur Verfügung stehenden Bauraumes im Vergleich zu Buchsenlagern eingesetzt werden und hat sich für die Abstimmungsmodifikation sehr bewährt. Im Zusammenwirken mit den außen angebrachten Kunststoffringen dient der Kanal gleichzeitig als radialer Endanschlag. Die axiale Wegbegrenzung erfolgt karosserieseitig bzw. durch Anschlagteller.
Ausführung E entspricht von der Grundkonzeption analog dem zuvor beschriebenen Lager, wobei die axialen Anschlagteller bereits vormontiert sind und zu einer Montagevereinfachung führen. Durch die Pressverbindung der Anschlagscheiben ist eine Bauraumvergrößerung von ca. 3 mm im Durchmesser bei gleicher Teileperformance notwendig. Die Außenrohre zu Ausführungen D und E sind glatte, oberflächenbeschichtete Rohre, die bei dem Zusammenbau des Lagers unter Flüssigkeit auf das Gummiteil aufgeschoben werden und zum Abbau der Schrumpfspannungen und zur Verbesserung der Dichtigkeit geringfügig kalibriert werden.
Ausführung F zeigt die hydraulische Lagerausführung zur Variante C. Um für die filigranere Geometrie der Kammerwände eine ausreichende Dauerfestigkeit zu erzielen, ist eine sehr sorgfältige Abstimmung der axialen Freiwege notwendig und führte zu den beidseitig auf das Innenteil aufgepressten Anschlägen. Die Radialwegbegrenzung in Dämpfungsrichtung wird durch die Doppelfaltung des Axialanschlages erreicht. Das Außenteil ist gummiert, um bei der Montage des Lagers in den unbearbeiteten Hilfsrahmen Maß- und Formabweichungen ausgleichen zu können. Die überwiegend ausgeführten hydraulisch dämpfenden Hilfsrahmenlager sind radial wirkend. Ist für Sonderanwendungen eine axiale Dämpfungsrichtung notwendig, bieten sich Lösungsmöglichkeiten wie zu den Hülsenlagern nach **Bild 5-31** an.

5.8 Federbeinstützlager, Dämpferlager

Die Bezeichnungen Federbeinstützlager und Dämpfungslager beschreiben die verschiedenen Belastungen der Bauteile: Bei einem Dämpferlager auch Kopflager oder Top-Mount genannt, werden ausschließlich Dämpferkräfte übertragen. Das Fahrzeuggewicht sowie dynamische Fahrwerkskräfte werden über die Tragfeder getrennt vom Dämpferlager in das Chassis eingeleitet.

Bei einem Federbeinstützlager werden neben der Dämpferkraft auch die Tragfederkräfte über eine Gummifeder in die Karosserie eingeleitet. Werden Dämpferkraft und Federkraft in einem Bauteil aber über unterschiedliche Gummifedern in das Chassis eingeleitet, spricht man von einem entkoppelten oder mehrpfadigen Federbeinstützlager.

Ausführung A in **Bild 5-35** zeigt ein Federbeinstützlager welches für eine McPherson-Achse eingesetzt wird. Dämpfer, Tragfeder und Zusatzfeder stützen sich gemeinsam über eine Elastomerfeder gegenüber der Karosserie ab. Das Kugellager ermöglicht die bei einem Lenkausschlag entstehende Drehbewegung der Feder. Die Federtellergeometrie ist mit der Kontur des Elastomerlagers abgestimmt und ergibt bei hohen Kräften einen progressiven Kennlinienverlauf.

Die Federraten im Arbeitsbereich liegen je nach Fahrzeugklasse und Abstimmungsphilosophie im Bereich von 200 bis 500 N/mm. Da sich das Fahrzeuggewicht über die Lager abstützt, ergibt sich je nach Kennlinie eine relativ hohe statische Einfederung. Setzen und schwankende Fahrzeuggewichte (Motorisierung, Ausstattung, Passagiere) führen zu unterschiedlichen Einfederungswegen, die bezüglich des Progressionseinsatzes genau zu ermitteln sind, um Komfortverschlechterungen bei maximaler Einfederung zu minimieren. Bei sehr großen Vorlastschwankungen über die Fahrzeugbaureihe hat es sich bewährt, über eine entsprechende Vorhaltung des Innenteiles gegenüber dem Außenflansch die Reduzierung des freien Schwingweges zu kompensieren und je nach Gewicht Lagervarianten einzusetzen.

Weich abgestimmte Fahrzeuge werden im Allgemeinen bei geringer Zuladung (niedrige Motorisierung und Ausstattung plus Fahrer) besser in der Fahrbeurteilung bewertet. Bei maximaler Zuladung dagegen treten deutliche Komfortverschlechterungen auf, da das Federbeinstützlager verstärkt im Progressionsanschlag arbeitet. Bei hart abgestimmten Fahrzeugen bleibt die Fahrbeurteilung auch bei höherer Zuladung gleich, da die Veränderung der Federungsrate gering ist. Im **Bild 5-36** sind diese Einflüsse erkennbar.

Ausführung B in **Bild 5-35** zeigt ein entkoppeltes Federbeinstützlager. Dämpfer und Zusatzfeder stützen sich über die Elastomerfeder gegenüber der Karosserie ab. Die Tragfeder wird über ein zusätzliches Elastomerlager und dem Kugellager gegenüber dem Außenflansch des Stützlagers abgestützt.

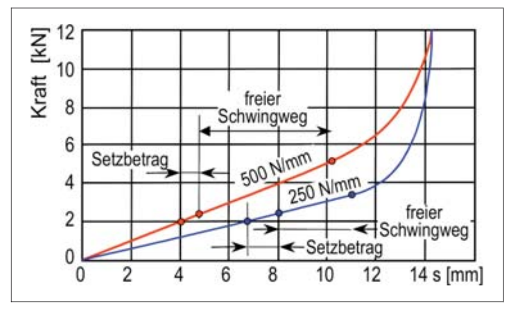


Bild 5-36: Kennlinien von Federbeinstützlagern mit unterschiedlichen Steifigkeiten

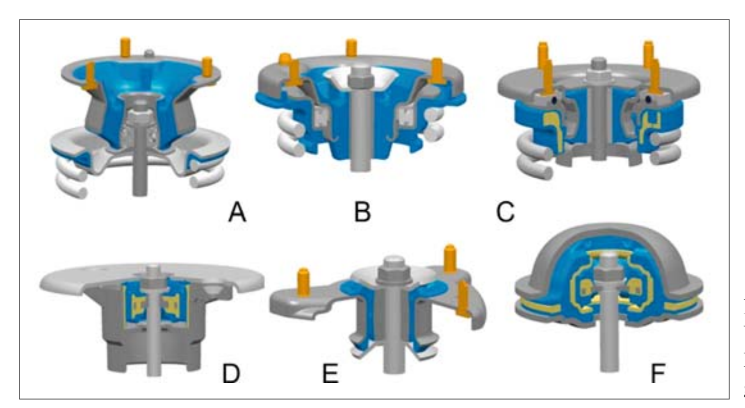


Bild 5-35: Verschiedene Ausführungen von Dämpfern und Federbeinstützlagern

Die Charakteristik des Elastomersteiles für den Dämpfer kann somit ohne die Berücksichtigung der Tragfederabstützung abgestimmt werden. Dämpferlager haben um den Nullpunkt einen relativ weichen freien Schwingweg von ca. 3 bis 4 mm mit einem anschließend starken Progressionsanstieg zur Begrenzung der maximalen Schwingwege. Das Übertragungsverhalten eines Hydraulikdämpfers zeigt für sehr geringe Amplituden, ca. 0,1 mm, als auch für hohe Anregungsamplituden deutliche Kraftüberhöhungen. Ohne ein Dämpferlager würden die Rollgeräusche in diesem Frequenzbereich wie über eine starre Verbindung in die Karosserie eingeleitet.

Ausführung C zeigt gleichfalls ein entkoppeltes Federbeinstützlager, wobei der Unterschied zur Ausführung B darin besteht, dass die hohen Kräfte der Zusatzfeder direkt über eine Gummiauflage am Flansch in die Karosserie eingeleitet werden. Die Kräfte der Zusatzfeder in der Ausführung B werden über das Gummielement in den Außenflansch übertragen und belasten das Lager deutlich höher.

Bei den Dämpferlagern D und E wird der progressive Kennlinienverlauf durch integrierte Anschläge bzw. durch auf die Kolbenstange aufgelegte Scheiben erreicht. Bei den Ausführungen werden die Kräfte der Zusatzfeder über den Außenflansch direkt in die Karosserie eingeleitet. Bei Ausführung E wurde durch das Einbringen von Nieren in den Gummikörper in der Hauptwinkelrichtung eine weichere Kardanikrate erreicht, um ein möglichst geringes Moment für die Kolbenstange des Dämpfers zu erzielen.

Ausführung F stellt eine Sonderausführung eines Dämpferlagers gemäß C dar. Das innere Element ist von der grundsätzlichen Ausführung identisch dem Lager nach C. Um dieses innere Dämpferlager ist ein zweites äußere, durch zwei Halbschalen gebildetes Gummilager gesetzt worden. Dieses Lagerelement gleicht die Karosserietoleranzen der oberen und unteren Blechelemente aus und ermöglicht bei sehr hohen Kräften einen zusätzlichen Federweg, wodurch sich eine deutlich verbesserte Lebensdauer erzielen lässt.

5.9 Verbundlenkerlager

Als raumsparende und kostengünstige Konstruktion wird die Verbundlenkerhinterachse vielfach für Klein- und Mittelklassefahrzeuge eingesetzt. Da die Kinematik der Achse nur durch zwei Elastomerlager beeinflusst werden kann, sind die Anforderungen besonders hoch. Neben den fahrdynamischen Forderungen sind gleichzeitig die akustischen Belange zu berücksichtigen, was fast immer zu der Verwendung einer hochelastischen Mischung führt. Im Abschnitt 5.2.1.2 wurden die grundsätzlichen Kennlinienanforderungen an das Bauteil bereits aufgeführt.

Bild 5-37 zeigt einige Ausführungsbeispiele von relativ „einfachen“, kostengünstigen Lösungen (A) bis hin zu einer „sehr aufwendigen“ Gleitlageranwendung (D). Bei der Ausführung A wird die Abstimmung Radial-, Axialkennung durch die Härte des Elastomers, Einbringung von Nieren und einer entsprechenden radialen Kalibrierung eingestellt. Der gewünschte schnelle progressive Anstieg der Axialkennung wird durch den Anlauf des Puffers auf dem Außenflansch an die karosserieseitige Aufnahme erreicht. Nachteilig ist, dass bei einer Einfederung der Achse eine Relativbewegung zwischen Puffer und Aufnahmeflansch entsteht, die zu Geräuschen führen kann. Ausführung B vermeidet diesen Nachteil durch die Integration des Axialanschlages in das Bauteil, die Verdrehbewegung erfolgt im Elastomer.

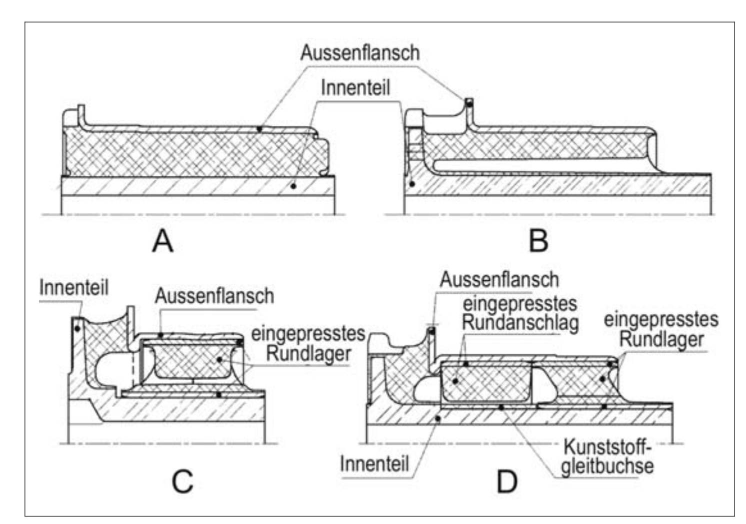


Bild 5-37: Verschiedene Ausführungen für eine Verbundlenkerhinterachse

Zwischen notwendiger Gummihöhe zur Ermöglichung einer torsionsweichen Verdrehbewegung und einer ausreichenden Axialsteifigkeit (niedrige Gummihöhe) ist ein Kompromiss zu finden. Axial- und Radialraten stehen durch die Formgebung sehr stark in Wechselwirkung. Durch die Ausführung nach C können die Axial- und Radialraten durch den Verbau zweier Einzellager, weitgehend unabhängig voneinander abgestimmt werden. Bei dem Lager nach Ausführung D wurde das Radiallager in zwei Bauteile aufgetrennt, um durch den Einsatz einer gefetteten Kunststoffgleitbuchse die Torsionsrate des Radialanschlages bei größeren Einfederungen zu reduzieren. Das gleichfalls stirnseitig eingepresste Rundlager bestimmt die Radialrate um die Nulllage und dient gleichzeitig als Abdichtung für das Gleitelement.

5.10 Zukünftige Bauteilausführungen

In den bisherigen Abschnitten wurde die Komplexität der Anforderungen an Gummi-Metallteile und die daraus resultierende Vielfalt ihrer Ausführungen beschrieben. Gummilager übertragen demnach Kräfte und nehmen Verformungen in alle Freiheitsgradrichtungen auf, sowohl quasistatisch als auch dynamisch, in nieder- und hochfrequentem Bereich. Sie sind wichtige Konstruktionselemente, die die Charakteristik eines Fahrzeuges, ja zum Teil sogar einer Fahrzeugmarke, nicht nur im Hinblick auf Komfort, sondern auch in Bezug auf Fahrdynamik maßgeblich prägen. Daraus lassen sich die Anforderungen der Fahrwerkentwickler an Gummimetallteile ableiten. Die Bauteile sollen:

- aus Komfortgründen möglichst weich sein und mit wachsender Belastungsfrequenz bei kleinen Auslenkungen nicht versteifen,
- aus Fahrdynamikgründen möglichst hart sein,
- im Bereich von Achs- oder Bauteileigenfrequenzen möglichst dämpfende Eigenschaften haben,
- den heutigen Temperaturanforderungen im Fahrwerksbereich gerecht werden,
- möglichst klein sein,
- möglichst wenig kosten,
- gute Gebrauchstüchtigkeit mitbringen,
- ihre Eigenschaften über die Lebensdauer des Fahrzeuges nicht verändern,
- immer häufiger ihr mechanisch-kinematisches Verhalten der Beladungssituation und/oder Fahrsituation anpassen.

Nach wie vor werden im Bereich der Aggregate- und der Fahrwerklagerungen Gummimischungen auf Naturkautschukbasis eingesetzt. Diese bringen neben ihren positiven Eigenschaften grundsätzliche problematische Verhaltensweisen mit sich:

- begrenzte Temperaturstabilität (je nach Mischungsrezeptur und Härte zwischen 60 °C und 100 °C),
- dynamische Verhärtung mit wachsender Belastungsfrequenz,
- dynamische Verhärtung mit abnehmender Belastungsamplitude,
- Kriechverhalten unter Last,
- endliche Gebrauchstüchtigkeit.

Aus diesen zu den Anforderungen gegenläufigen Eigenschaften leiten sich Schwerpunkte zukünftiger Entwicklungsaktivitäten in Bezug auf Gummi-Metallteile ab:

- Elastomerwerkstoffe mit hoher Temperaturstabilität, mit guten Gebrauchstüchtigkeitseigenschaften und der guten elastischen Eigenschaft von Naturkautschuk,
- Elastomerwerkstoffe und Bauteile mit niedrigster dynamischer Verhärtung,
- schaltbare, hydraulische Gummilager mit deren Hilfe die dämpfenden Eigenschaften eines Hydrolagers in niedrigen Frequenzbereichen und die niedrige dynamische Verhärtung konventioneller Gummilager kombiniert werden können.

Darüber hinaus werden für Sonder- und Oberklasseanwendungen folgende Besonderheiten nachgefragt:

- steifigkeitsschaltbare Gummilager, mit deren Hilfe die Nachgiebigkeit signifikant verändert bzw. eingeschränkt werden kann, sowie
- aktive Gummilager, die durch integrierte aktive Tilger eingeleitete Schwingungen weitgehend bis gänzlich kompensieren können.

Neben diesen technologischen Entwicklungstendenzen ist insbesondere dem ökonomischen Anspruch an zukünftige Bauteilausführungen Aufmerksamkeit zu schenken. Kostenreduzierungen lassen sich bei der Bauteilauslegung unter anderem erreichen durch:

- geeignete Werkstoffwahl (Kunststoff statt Metall, **Bild 5-38**)
- Massenreduzierung durch Einsatz komplexer Berechnungsmethoden bei der Auslegung
- Stückzahlmaximierung durch Bauteilvereinheitlichung
- Funktionsintegrationen.

Im Folgenden werden die Punkte „Funktionsintegration“ und „schaltbare Fahrwerklager“ erörtert.



Bild 5-38: Gummilager mit Kunststoffkoppelstange



Bild 5-40: Gummilager mit Winkelsensor.

5.10.1 Sensorik

Über die Kinematikpunkte eines Fahrwerks lassen sich wesentliche Informationen über den Bewegungs- und Belastungszustand eines Fahrzeuges, wie z.B. Wank- oder Nickwinkel erfassen. Will man beispielsweise die Leuchtweite eines Fahrzeuges unabhängig vom Beladungs- und Bewegungszustand konstant halten, so bieten sich die Drehwinkel der Querlenker als Signalgeber an. Diese Positionen eignen sich gut, wenn die Radialfederraten sehr hoch (Signalfehler durch radiale Verschiebungen können gut kontrolliert werden) und die Verdrehwinkel bei Ein- und Ausfederung relativ groß sind.

In dem Innenkern des Gummilagers ist ein berührungsloser Sensor befestigt. In der mit dem Lenker fest verbundenen Außenhülse ist ein Polring integriert (**Bild 5-39**), der, über den Umfang gleichmäßig verteilt, wechselnd magnetisierte Bereiche aufweist. Durch die Verdrehung des Polringes gegenüber dem Sensor ändert sich das Magnetfeld an der Messposition. Die Veränderung wird in Form eines elektrischen Signals an die Leuchtweitensteuerung übertragen, wo das Signal weiterverarbeitet und als Information für die Stellmotoren des Scheinwerfers eingesetzt wird. **Bild 5-40** zeigt das Gummilager mit Sensorik und Auswerteelektronik vor deren Zusammenbau.

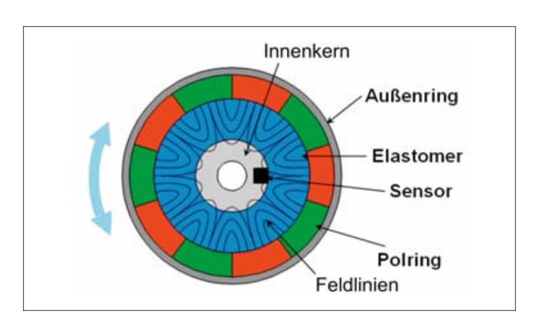


Bild 5-39: Anordnung eines Sensors im Gummilager

5.10.2 Schaltbare Fahrwerklager

Fahrwerklager haben auf verschiedenste im Fahrzeug auftretende störende Schwingungen einen mehr oder weniger großen Einfluss. Das Bremsrubbeln oder das unangenehme Lenkradzittern, ungleichförmige Bremskräfte an den Vorderrädern oder auch Antriebsschwingungen, die über die Hilfsrahmenlager an Hinter- und/oder Vorderachse übertragen werden, seien hier als Beispiele genannt. Häufig treten diese Schwingungen in einem relativ schmalen Frequenzbereich auf, so dass sie über hydraulisch dämpfende Gummilager reduziert oder gar eliminiert werden können. Vorteil dieser hydraulisch arbeitenden Lager ist die Einstellbarkeit einer frequenzabhängigen Dämpfung. Nachteilig ist aber, dass oberhalb der Dämpfungsfrequenz eine starke Zunahme c_{BK} der dynamischen Steifigkeit des Bauteiles akzeptiert werden muss (**Bild 5-41**). Diesem Nachteil kann man durch den Einsatz schaltbarer Lager begegnen. Schaltet man die Dämpfung aus oder verschiebt sie in nicht relevante Frequenzbereiche, dann erfolgt auch nicht mehr der dynamische Steifigkeitssprung.

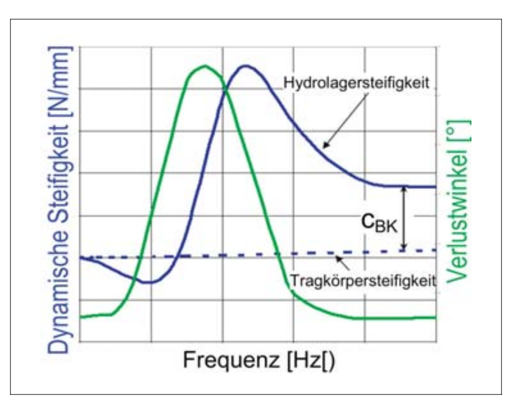


Bild 5-41: Typische Charakteristik eines hydraulisch dämpfenden Gummilagers

Deshalb arbeitet man, wie bei den Aggregatlagern, auch bei hydraulisch dämpfenden Fahrwerklagern an Lösungen, die sich je nach äußerer Anregung bzw. nach Fahrsituation zwischen o.g. beiden Schaltstellungen hin- und herschalten lassen. Die Funktion eines Hydrolagers wurde bereits in den Abschnitten 5.3 und 5.6 beschrieben.

Danach lässt die Frequenzlage $f_{\partial\max}$ der maximalen Dämpfung sich entsprechend folgender Beziehung einstellen:

$$f_{\partial\max} \sim \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{a_k}{\kappa \cdot \varrho \cdot l_k}} \tag{5.1}$$

mit der Kanalquerschnittsfläche a_k, der Kanallänge l_k, der Volumennachgiebigkeit κ und der Flüssigkeitsdichte ϱ. Die Volumennachgiebigkeit ist umgekehrt proportional zur Beulfederrate c_{BK}, die ursächlich für den oben beschrieben Steifigkeitssprung ist.

$$c_{BK} \sim \frac{1}{\kappa} \tag{5.2}$$

Eine Möglichkeit der Schaltbarkeit ist die Vergrößerung des Kanalquerschnittes a_k z.B. durch Zuschaltung eines zweiten großen Kanals kleiner Länge. Hierdurch lässt sich die Frequenzlage des Verlustwinkelmaximums in höhere nicht relevante Frequenzbereiche verschieben. Die dynamische Steifigkeit im relevanten Frequenzbereich kann auf dem Steifigkeitsniveau der Tragkörpersteifigkeit gehalten werden, bei geschickter Verschiebung des Verlustwinkelmaximums leicht oberhalb der Arbeitsfrequenz ist sogar eine Absenkung möglich. Solche Lösungen werden als Aggregatlager bereits in bestehende Fahrzeuge eingesetzt (s. Abschnitt 5.3), für Fahrwerklager wird derzeit mit Hochdruck an schaltbaren Querlenkerlagerungen, Hilfsrahmenlager gearbeitet.

5.11 Berechnungsmethoden

Die Auslegung eines Gummi-Metallteiles im Hinblick auf die Federcharakteristik gestaltet sich nicht nur wegen des nichtlinearen Elastomer-Werkstoffverhaltens und der Gestaltungsvariabilität der Elastomergeometrie als schwierig, sondern auch durch den Umstand, dass die kundenseitigen Vorgabedaten zu Beginn einer Entwicklung häufig unvollständig sind und sich mit fortschreitender Entwicklungsdauer erheblich verändern.

In der Vergangenheit wurden vorwiegend analytische Berechnungswerkzeuge, wie sie zum Beispiel in [7, 11] beschrieben sind, eingesetzt. Mit ihrer Hilfe lassen sich tendenzielle Eigenschaften eines Gummilagers abschätzen. Die Qualität einer Auslegung hängt in erheblichem Maße von der Erfahrung des Entwicklungsingenieurs bezüglich der Definition der Berechnungsmodelle und der Interpretation der Berechnungsergebnisse ab. Häufig sind nachfolgende Iterationsschritte, verbunden mit zeit- und kostenintensiven Mustervariationen bis zur endgültigen Bauteilgestaltung notwendig (**Bild 5-42**).

Nach Einführung der CAD-unterstützten Bauteilkonstruktion ist es heute möglich, mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) der Kundenforderung nach kürzeren, kostengünstigeren und genaueren Entwicklungsergebnissen gerecht zu werden (**Bild 5-43**).

Hiermit können nicht nur die Federcharakteristiken eines per CAD gestalteten Bauteiles sondern auch die spezifischen Werkstoffbelastungen simuliert werden. Die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse ist von der Güte des Materialmodells und der Werkstoffparameter, die der Berechnung zugrunde gelegt werden, abhängig.

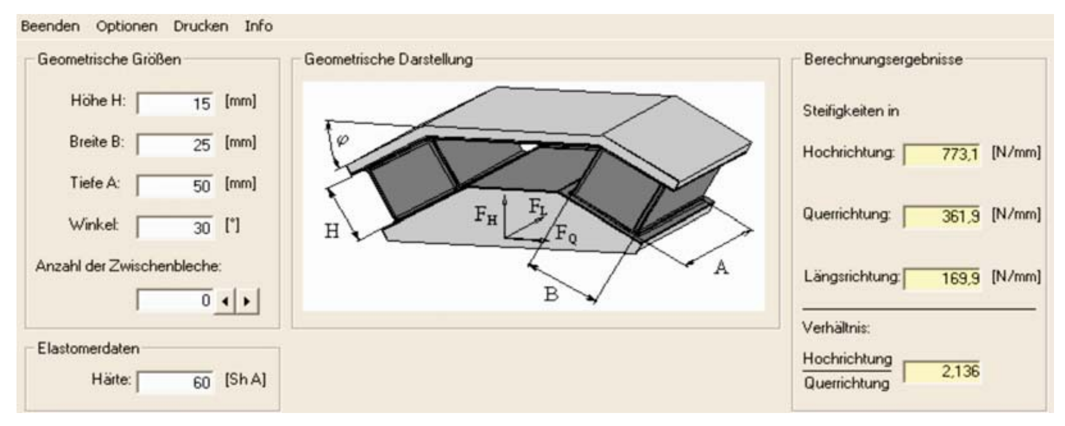


Bild 5-42: Eingabemaske mit Ersatzbild einer analytischen Berechnungssoftware für Keillager

Mit dem Materialmodell werden die nichtlinearen Werkstoffeigenschaften bei quasistatischer und bei dynamischer Verformung bestmöglich mathematisch beschrieben. Hierzu gibt es verschiedene Ansätze, die das quasistatische Verhalten schon recht gut beschreiben, Verbesserungspotenziale gibt es aber insbesondere im Bereich des viskoelastischen Materialverhaltens. Hierzu haben sich mittlerweile branchenübergreifende Expertengruppen gebildet, um diese grundlegende Aufgabenstellung zu lösen.

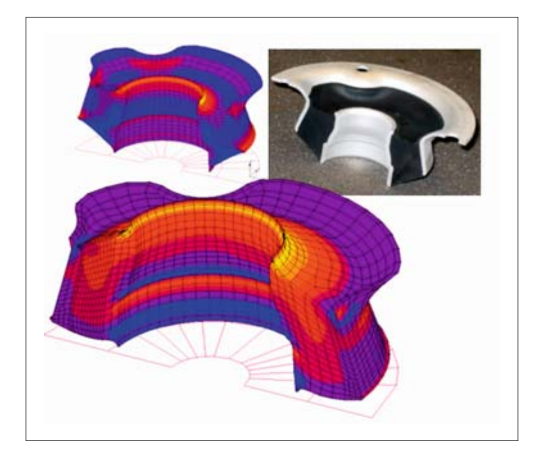


Bild 5-43: Schnitt durch belastetes und unbelastetes FE-Modell eines Federbeinstützlagers

Je nach Qualität der technischen Vorgaben lassen sich schon vor der eigentlichen Prototypgestaltung Konstruktionsschwächen sowie Abweichungen von Sollvorgaben identifizieren und korrigieren. Korrekturen können durch manuelle Nachbesserungen am Bauteilmodell iterativ erfolgen, es besteht aber auch die Möglichkeit der Nutzung computerunterstützter Optimierungswerkzeuge, wie zum Beispiel die Methode des „Biologischen Wachstums“:

Zunächst werden die kritischen Belastungs- und Verformungszustände des zu betrachtenden Bauteiles identifiziert, dann wird das Bauteil mit Hilfe der FEM diesem Belastungszustand unterworfen. Im nächsten Schritt wird mit Hilfe der Methode des Biologischen Wachstums Volumenaufbau in Bereichen hoher Spannungen und Volumenabbau in Bereichen minimaler Spannungen softwareunterstützt vorgenommen, bis sich ein Optimum der Spannungsverteilung einstellt. Ergeben sich keine negativen Beeinflussungen auf andere Belastungszustände, ist die optimale Elastomerkontur gefunden. Diese Methode hat sich im praktischen Einsatz bei der Entwicklung von Gummi-Metallteilen bewährt.

Die anhaltenden kontinuierlichen Veränderungen in der Fahrzeugentwicklung weg vom versuchsbasierten hin zum simulationsunterstützten Entwicklungsprozess bringen mit sich, dass zu Entwicklungsbeginn immer mehr Informationen in Form von Datensätzen bezüglich Belastungen und Häufigkeiten vorliegen.

Diese Informationen werden gemeinsam mit den Möglichkeiten, die die FEM-Berechnungsmethode bietet, und mit begleitenden Werkstoffuntersuchungen dazu genutzt, Berechnungsgrundlagen zu schaffen, die es zukünftig ermöglichen werden, dass fundierte Voraussagen bezüglich der Gebrauchstüchtigkeit von Gummi-Metallteilen getätigt werden.

Erfolgversprechende Ansätze unterstreichen die Notwendigkeit der Bereitstellung optimaler Materialmodelle genauso wie die der Bereitstellung realitätsnaher Belastungskollektive.

5.12 Akustische Bewertung von Gummiverbundteilen

Im Fahrzeug auftretende Geräusche werden verursacht durch

- Fahrbahnanregungen von Reifen und Fahrwerk,
- Aggregatanregungen,
- Windgeräusche,
- von außen einwirkende Geräusche.

Man unterscheidet zwischen Luft- und Körperschallübertragung bei der Geräuschübertragung, wobei im Falle von Gummi-Metallbauteilen für Fahrwerk- und Aggregataufhängungen lediglich die Körperschallübertragung relevant ist. Die Körperschalltransferpfade in einem Fahrzeug sind äußerst komplex und mannigfaltig, sodass der Einfluss eines Gummi-Metallteiles auf die Isolierwirkung zwischen Schallquelle und Schallempfänger, nämlich dem menschlichen Körper in der Fahrgastzelle, sehr unterschiedlich sein kann und auch sehr schwer zu ermitteln ist.

Schon in der Fahrzeugauslegungsphase werden dynamische Bauteil-, Modul- und Systemsimulationen durchgeführt, um relevante Transferpfade und kritische Frequenzen frühzeitig zu erkennen und positiv beeinflussen zu können. Am fertigen Fahrzeug bedient man sich verschiedenster messtechnischer Hilfsmittel, wie Komponentenanregung mit Hilfe von Impulshammer oder Shaker, zur Ermittlung von Übertragungsfunktionen und Eigenmoden oder auch Gesamtfahrzeuganregungen über Pulser oder Shaker zwecks Durchführung von Strukturanalysen.

Will man ein Gummimetallteil allein bewerten, so ermittelt man zunächst den Transfersteifigkeitsverlauf des Prüflings, zum Beispiel mit Hilfe des direkten oder indirekten Messverfahrens [11] und bestimmt die Qualität der Isolierwirkung mit Hilfe des Isolationsgrades, der Schnell-Pegeldifferenz, der übertragenen Leistung oder der Einfügedämmung [13]. Dabei ist es erforderlich, den Prüfaufbau sehr detailliert auf das Bauteil abzustimmen, um Auswirkungen auf das Prüfergebnis auszuschließen (**Bild 5-44**).

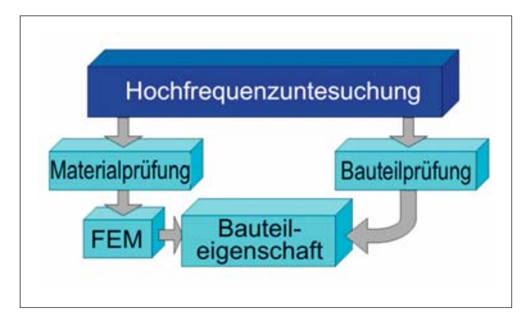


Bild 5-44: Möglichkeiten der Hochfrequenzuntersuchung von Gummi-Metallteilen

Diese kosten- und zeitintensive Bauteilanalyse kann man umgehen, wenn die dynamischen Werkstoffparameter vorliegen. Mit einem speziell ausgelegten Prüfkörper, der so ausgelegt ist, dass die Prüfkörpergeometrie einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Prüfergebnis hat, und mit dem oben erwähnten indirekten Messverfahren werden die Werkstoffkenngrößen dynamischer Speicher- und Verlustmodul als Funktion der Frequenz ermittelt.
Mit Hilfe der FEM und dem vorliegenden CAD-Modell des Bauteiles lässt sich nun eine Frequenzgangsimulation bis ca. 2000 Hz mit ausreichender Genauigkeit durchführen. Als Ergebnis sind sowohl die Transfersteifigkeit als auch die Frequenzlage der Steifigkeitsüberhöhungen interessant. Der Abgleich mit detektierten Problemfrequenzen aus dem Fahrzeug kann Aufschluss über den Einfluss des betrachteten Gummi-Metallteiles auf das Problem und über mögliche Abstellmaßnahmen geben (**Bild 5-45**).

Literatur

[1] *Hieronimus, K.*: Anforderungen an Schwingung- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. VDI-Bericht Nr. 186. Düsseldorf, 1990

[2] *Mitschke, M.; Wallantowitz, H.*: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer, 1997

[3] *Bastow, D.; Howard, G.; Whitehead, J. P.*: Car Suspension and Handling, 4th ed. Warrendale: SAE International, 2004

[4] *Gillespie, T. D.*: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1999

[5] *Bishop R. E. D.*: Schwingungen in Natur und Technik. Stuttgart: Teubner, 1985

[6] *Hempel, J.*: Schwingungstechnik für Automobile. Weinheim: Vibracoustic GmbH, 2002

[7] *Göbel, E. F.*: Gummifedern, Berechnung und Gestaltung. Heidelberg: Springer, 1969

[8] *Becker, K.; Bukovics, J.; Kosanke, D.; Ohlendorf, J.; Schrey, A. C.; Verweyen, K.*: Entwicklung von Akustik und Schwingungskomfort am neuen Audi A6. Sonderausgabe ATZ und MTZ, 2004

[9] *Sauer, W.; Krug, P. E.*: Aktive Systeme zur Aggregatelagerung im PKW. VDI Berichte Nr. 1416. Düsseldorf, 1998

[10] *Marienfeld P. M.; Karkosch, H. J.; Svariok, F.*: Mechatronische Systeme zur Komfortsteigerung in Kfz in Serieneinsatz. Tagung Autoreg März 2006 in Wiesloch, S. 293–302. Düsseldorf: VDI Verlag, 2006

[11] *Battermann, W.; Köhler, R.*: Elastomere Federung, Elastische Lagerung: Grundlagen ingenieurmäßiger Berechnung umd Konstruktion. Ernst & Sohn, 1982

[12] DIN Deutsche Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 10846. Beuth Verlag GmbH

[13] *Cremer, L.; Heckl, M.*: Körperschall, Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen, 2. Auflage. Springer, 1996

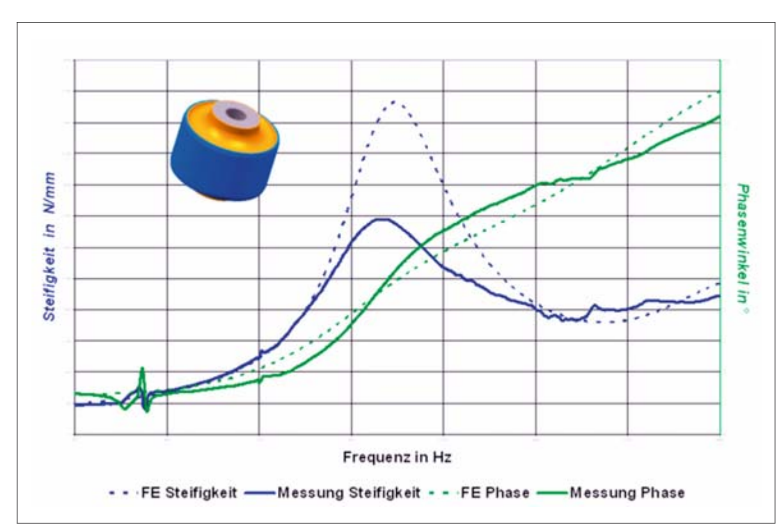


Bild 5-45: Vergleich von berechnetem und gemessenem Transfersteifigkeits- und Phasenwinkelverlauf